


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR MARCELO SANTANA
OLIVEIRA E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 21 / 07 / 2010

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

Autor: Marcelo Santana Oliveira

Estudo da Influência dos Acessórios no
Desempenho dos Motores Diesel
Turboalimentados

Campinas, 2010.

Marcelo Santana Oliveira

Estudo da Influência dos Acessórios no Desempenho dos Motores Diesel Turboalimentados

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Franco Giuseppe Dedini

Campinas

2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

OL4e Oliveira, Marcelo Santana
 Estudo da influência dos acessórios no desempenho
 dos motores diesel turboalimentados / Marcelo Santana
 Oliveira. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

 Orientador: Franco Giuseppe Dedini.
 Dissertação de Mestrado (Profissional) -
 Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
 Engenharia Mecânica.

 1. Consumo de combustível. 2. Acessórios para
 automóveis - Indústria. 3. Motor diesel. I. Dedini,
 Franco Giuseppe. II. Universidade Estadual de
 Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
 Título.

Título em Inglês: Study of the influence of accessories in the performance of
 turbo diesel engines

Palavras-chave em Inglês: Fuel consumption, Automotive accessories - Industry,
 Diesel engine

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Marcelo Becker, Ailton Nabarrete

Data da defesa: 21/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

Estudo da Influência dos Acessórios no
Desempenho dos Motores Diesel
Turboalimentados

Autor: Marcelo Santana Oliveira

Orientador: Franco Giuseppe Dedini

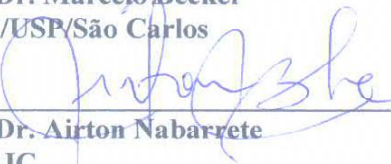
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Marcelo Becker
EESC/USP/São Carlos



Prof. Dr. Ailton Nabarrete
ITA/SJC

Campinas, 21 de Julho de 2010.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Adiles Lopes de Oliveira (*In Memoriam*) e Maria Dalva Santana de Oliveira, a meu irmão Adiles Lopes de Oliveira Jr. e à minha querida Thelma Massoni. E a S.J.T.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha família pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

Aos meus amigos Ricardo Gasparini e Jorge Fender pela ajuda no caminho ao desenvolvimento desse trabalho.

A todos os professores e colegas que ajudaram para a conclusão deste trabalho.

A MWM INTERNATIONAL Motores e seus colaboradores pelo apoio e incentivo.

*“Dizem que o tempo muda as coisas,
mas é você quem tem de mudá-las”*

Andy Warhol

Resumo

OLIVEIRA, Marcelo Santana, Estudo da Influência dos Acessórios no Desempenho dos Motores Diesel Turboalimentados, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 86 p., Dissertação de Mestrado.

O motor Diesel é a fonte de potência primária de veículos comerciais (leves ou pesados), portanto deve-se dele conhecer, de forma abrangente, o desempenho em função da rotação e das condições de operação desejadas. A construção de um modelo teórico calibrado por medições experimentais de um motor Diesel permitirá testar e verificar a influência dos acessórios do motor em seu desempenho. O modelo deverá ser capaz de responder de forma semelhante ao sistema real, aos efeitos mecânicos e/ou às mudanças do sistema de controle do motor. Um dos aspectos fundamentais deste trabalho é a proposta de uma metodologia de testes e levantamento de parâmetros, para aspectos influentes e obtenção de valores de consumo específico de combustível. O motor usualmente opera em condições transientes de rotações e cargas. Portanto, a potência do motor sempre deve corresponder ao funcionamento do veículo. O consumo de combustível dos veículos está diretamente relacionado com o consumo de energia que está implícito na dependência da velocidade ou no ciclo ao qual o motor for submetido. O enfoque deste trabalho está na influência dos acessórios no consumo específico de combustível. O motor será tratado como um sistema fechado, onde os parâmetros de controle e ruídos do sistema ingressantes resultam em torque, potência e consumo específico de combustível fundamentalmente dependentes da velocidade angular do mesmo. Como a variação de carga dos acessórios altera estas relações, como o fazem e como pode ser possível absorver estas variações em prol do desempenho veicular fazem o escopo principal desta dissertação.

Palavras Chave

- Consumo de combustível, Acessórios para automóveis – Indústria, Motor diesel.

Abstract

OLIVEIRA, Marcelo Santana, Study of the Influence of accessories in the Performance of Turbo Diesel Engines, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 86 p., Dissertação de Mestrado.

The Diesel engine is the primary source of power for commercial vehicles (light or heavy), so it should be known, comprehensively, the performance as a function of speed and the operating conditions that required. Construction of theoretical model calibrated to experimental measurements of a Diesel engine, will test and verify the influence of engine accessories in your performance. The model should be able to respond similarly to the real system, the mechanical effects and / or changes of the control system of the engine. One key aspect of this work is to propose a testing methodology and survey parameters, and influential aspects for obtaining values of specific fuel consumption. The engine operates usually transient speeds and loads. Therefore, the engine power must always match the operation of the vehicle. The fuel consumption of vehicles is directly related to the consumption of energy that is implicit in the velocity or cycle at which the engine is subjected. The emphasis of this work is the influence of accessories in specific fuel consumption. The engine is treated as a closed system, where the control parameters and noise entering the system results in torque, power and specific fuel consumption primarily dependent on the angular velocity of the same. As the variation in the fittings alter these relationships, as they do and how it may be possible to absorb these changes in support of vehicular performance are the main scope of this dissertation.

Key Words

- Fuel consumption, Automotive accessories - Industry, Diesel engine

Lista de Ilustrações

Figura 3.1 - Motor Diesel quatro cilindros MWM	3
Figura 3.2 - Quatro tempos de motor ciclo Diesel (baseado na figura do livro Internal Combustion Engine Fundamentals, Heywood 1988)	6
Figura 3.3 - Ciclo teórico Diesel	7
Figura 3.4 - Sistema auxiliar do motor MWM	9
Figura 3.5 - Esquema do alternador simples (baseado na figura do site Wikipédia)	10
Figura 3.6 - Alternador em corte (baseado na figura do site Wikipédia)	11
Figura 3.7 - Principais componentes do compressor de ar (baseado na figura do site Wikipédia)	12
Figura 3.8 - Diagrama simplificado do sistema de freio à ar para veículos comerciais (baseado na figura do site Wikipédia)	13
Figura 3.9 - Ventilador com embreagem viscosa	15
Figura 3.10 - Sistema de ar condicionado para veículos (baseado na figura do site www.firestonecompleteautocare.com)	16
Figura 5.1 - Estrutura do software GT-Power	20
Figura 5.2 - Motor MWM Acteon 6 cilindros 2 válvulas Euro III	21
Figura 5.3 - Modelo do motor construído no Gt-Power	23
Figura 5.4 - Entrada de dados para duto de admissão	24
Figura 5.5 - Entrada de dados para coletor de admissão	25
Figura 5.6 - Fluxo do duto e coletor de admissão	26
Figura 5.7 - Entrada de dados para bloco do motor	27
Figura 5.8 - Geometria do cilindro (figura retirada do manual GT-Suite)	28
Figura 5.9 - Entrada de dados para as válvulas de admissão e escape	29
Figura 5.10 - Dados de entrada para injetores de combustível	30
Figura 5.11 - Acessórios	31
Figura 5.12 - Entrada de dados para combustão do motor	32
Figura 5.13 - Entrada de dados para o estudo de caso	33
Figura 5.14 - Torque pistão (figura retirada do manual GT-Suite)	35
Figura 5.15 - Torque no virabrequim (figura retirada do manual GT-Suite)	36
Figura 5.16 - Comparativo de irregularidade do motor com acessórios e motor sem acessórios	38
Figura 5.17 - Comparativo potência motor dinamômetro x simulação	39
Figura 5.18 - Comparativo torque motor dinamômetro x simulação	40
Figura 5.19 - Comparativo consumo específico motor dinamômetro x simulação	40
Figura 6.1 - Consumo de potência dos acessórios com seu mínimo e máximo de potência consumida	42
Figura 6.2 - Diagrama de blocos do princípio usado para calcular o consumo de combustível dos acessórios	44
Figura 6.3 - Potência consumida pelo alternador	46
Figura 6.4 - Diagrama de um sistema de arrefecimento	46
Figura 6.5 - Potência consumida pelo ventilador	48
Figura 6.6 - Potência consumida pelo compressor de ar condicionado	49
Figura 6.7 - Potência consumida pelo compressor de freio	50
Figura 7.1 - Isoconsumo do motor sem acessórios	51
Figura 7.2 - Isoconsumo do motor somente com alternador	52

Figura 7.3 - Isoconsumo entre a diferença do motor com alternador e o motor sem acessório	53
Figura 7.4 - Isoconsumo do motor somente com ventilador	54
Figura 7.5 - Isoconsumo entre a diferença do motor com ventilador e o motor sem acessório	55
Figura 7.6 - Isoconsumo do motor com compressor de ar condicionado	56
Figura 7.7 - Isoconsumo entre a diferença do motor com compressor de ar condicionado e o motor sem acessório	57
Figura 7.8 - Isoconsumo do motor com compressor de ar para freio	58
Figura 7.9 - Isoconsumo entre a diferença do motor com compressor de ar freio e o motor sem acessório	59
Figura 7.10 - Isoconsumo do motor com todos acessórios	60
Figura 7.11 - Isoconsumo entre a diferença do motor com todos acessórios e o motor sem acessório	61
Figura 7.12 - Isoconsumo com 25% de carga dos acessórios.	62
Figura 7.13 - Isoconsumo com 50% de carga dos acessórios.	63
Figura 7.14 - Isoconsumo com 75% de carga dos acessórios.	64
Figura 7.15 - Isoconsumo com a distribuição dos pontos do ciclo transiente	65
Figura 7.16 - Gráfico do consumo de combustível (litros/hora) na rota em função do torque e rotação do motor	66
Figura 7.17 - Quantidade de combustível (litros) na rota em função do torque e rotação do motor	67
Figura 7.18 - Distribuição dos pontos de medição de emissões (13 pontos – Figura da norma NBR 14489).....	68
Figura A.1 - Coeficiente de descargas das válvulas de admissão	79
Figura A.2 - Coeficiente de descargas das válvulas de escape.....	80
Figura A.3 - Gráfico da pressão média efetiva de atrito.....	80
Figura A.4 - Gráfico da pressão média de arraste	81
Figura A.5 - Gráfico da pressão de combustão do motor	81
Figura A.6 - Diagrama P-V	82
Figura A.7 - Relação ar-combustível do motor	82
Figura A.8 - Gráfico da eficiência indicada do motor.....	83
Figura A.9 - Gráfico da potência consumida pelo compressor de ar condicionado em função da rotação	83
Figura A.10 - Ilustração do alternador.....	85
Figura A.11 - Embreagem viscosa do ventilador	85
Figura A.12 - Compressor de ar condicionador	86
Figura A.13 - Compressor de ar para freio	86

As figuras referentes ao motor foram cedidas gentilmente pela MWM INTERNATIONAL Motores como referência.

Lista de Tabelas

Tabela 5.1 - Dados do motor.....	22
Tabela 5.2 - Dados Geometria do Motor.....	27
Tabela 6.1 - Utilização do Ventilador.....	47
Tabela A.1 - Dados do Ventilador.....	84

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A – área	[m ²]
a – difusão térmica	[bar]
B – diâmetro do cilindro	[m]
bk_w – potência de arraste	[kW]
b_{mep} – pressão média efetiva de arraste	[bar]
BSFC – consumo específico de combustível	[g/kW.h]
bt_q – torque de arraste	[N.m]
C_f – coeficiente de atrito	[-]
C_p – calor específico	[-]
D – diâmetro	[m]
E – energia	[kJ]
F₀ – quantidade de combustível sem acessórios	[g/kW.h]
F_{aux} – quantidade de combustível com acessórios	[g/kW.h]
f_{mep} – pressão média efetiva de atrito	[bar]
fuel_{tot} – fluxo de combustível	[kg/s]
F_{x,i} – força instantânea na manivela na direção x	[N]
F_{y,i} – força instantânea na manivela na direção y	[N]
H – entalpia total	[-]
h_g – coeficiente de transferência de calor	[-]
I – inércia	[kgm ²]
L – comprimento	[m]
N – número de rotação do motor	[rpm]
n_r – número de revoluções por ciclo	[-]
p – pressão	[bar]
P_i – pressão do cilindro	[bar]
p_{mep} – pressão média efetiva de bombeamento	[bar]
P_r – número de Prandtl	[-]
Q – calor	[kW/m ²]

r_{aux} – relação do consumo de combustível dos acessórios no consumo total	[-]
R_{crank} – comprimento da manivela	[m]
Re – número de Reynolds	[-]
S_i – velocidade instantânea do pistão	[m/s]
t – temperatura	[K]
t – tempo	[h]
T – Torque	[N.m]
U – velocidade do fluido	[m/s]
U_{eff} – velocidade	[m/s]
V – velocidade dos gases de entrada	[m/s]
v – velocidade	[m/s]
V_{disp} – deslocamento volumétrico do motor	[m ³]
W – trabalho	[kW.h]

Letras Gregas

α – ângulo da biela	[°]
λ – coeficiente de condução de calor	[-]
η – viscosidade	[kg/m.h]
θ – ângulo da manivela	[°]
ρ – densidade ar + combustível	[kg/m ²]
ν – viscosidade cinemática ar + combustível	[m ² /s]
ω – Aceleração	[rad/s ²]

Superescritos

+ - tempo posterior

Subscritos

e - saída

i - entrada

Abreviações

PMS – Ponto Morto Superior

PMI – Ponto Morto Inferior

Siglas

DPM - Departamento de Projetos Mecânico

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	IX
LISTA DE TABELAS	XI
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	XII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	1
2. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO	2
3. PRINCÍPIOS BÁSICOS DOS MOTORES DIESEL	3
3.1 INTRODUÇÃO AOS ACESSÓRIOS	10
3.1.1 ALTERNADOR	10
3.1.2 COMPRESSOR DE AR – FREIO	12
3.1.3 VENTILADOR	15
3.1.4 COMPRESSOR DE AR CONDICIONADO	16
4. MODELAGEM DOS MOTORES DIESEL	17
5. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA	20
5.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO GT-POWER	21
5.2 ENTRADAS DE DADOS DO MOTOR NO MODELO	24
5.2.1 VOLUME AR	24
5.2.2 DUTO DE ADMISSÃO E COLETOR DE ADMISSÃO	24
5.2.3 BLOCO DE MOTOR	26
5.2.4 EIXO DE COMANDO, VÁLVULA DE ADMISSÃO E ESCAPE	29
5.2.5 INJETORES DE COMBUSTÍVEL	30
5.2.6 ACESSÓRIOS	31
5.3 MODO DE COMBUSTÃO DO CILINDRO	31
5.4 MODELO DA DINÂMICA DA COMBUSTÃO NO GT-POWER	33
5.5 VALIDAÇÃO DO MODELO MOTOR	39
6. ENERGIA CONSUMIDA PELOS ACESSÓRIOS	42
6.1 POTÊNCIA CONSUMIDA	43
6.2 VALORES DE POTÊNCIA CONSUMIDA PELOS ACESSÓRIOS	44
6.2.1 ALTERNADOR	45
6.2.2 VENTILADOR	46
6.2.3 COMPRESSOR DE AR CONDICIONADO	48
6.2.4 COMPRESSOR DE AR – FREIO	49
7. RESULTADOS	51
8. CONCLUSÕES	69
9. SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	70
10. REFERÊNCIAS	71
11. ANEXOS	74

A.1 INTRODUÇÃO AO MODELO NO GT-POWER	74
A.2 DADOS DO MODELO MOTOR	79
A.3 DESENHO DOS ACESSÓRIOS	85

1. INTRODUÇÃO

O objetivo desse trabalho é desenvolver um modelo de motor, simulando o desempenho dinâmico e a influência dos componentes agregados e acessórios. Determinar a sensibilidade dos sistemas atuais à variação dos parâmetros destes acessórios, quantificando a importância destes no consumo de combustível.

Fatores como a utilização do conjunto de acessórios, a utilização individual de um acessório especificamente e a variação da carga, serão analisados na condição de “steady state” do motor nos resultados do consumo específico de combustível.

O motor em estudo é um motor Diesel MWM Acteon seis cilindros, com os seguintes acessórios: alternador, ventilador, compressor de ar condicionado e compressor de ar para o freio.

1.1 Organização da dissertação

Este trabalho está dividido em nove capítulos. No capítulo um a definição dos objetivos e a organização do mesmo. No capítulo dois é apresentada a motivação para realização do trabalho. No capítulo três foi feita uma introdução a motores diesel e seus acessórios. Capítulo quatro, na revisão da literatura é evidenciado os trabalhos semelhantes com seus métodos e objetivos a serem alcançados. No capítulo cinco foi descrito o desenvolvimento do modelo do motor e sua validação. O capítulo seis foi baseado na energia consumida pelos acessórios através de dados empíricos experimentais cujo objetivo era quantificar a potência consumida pelo acessório. No capítulo sete os resultados obtidos do consumo específico de combustível são descritos e comparados em várias condições. O capítulo oito apresenta as conclusões e no capítulo nove sugestões para próximos trabalhos.

2. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Os encargos gerados pelo custo dos combustíveis é hoje um dos principais fatores para a escolha de veículo comercial, influenciando diretamente na escolha do motor de combustão interna.

Esta circunstância faz com que os fabricantes de motores desenvolvam e apliquem novas tecnologias para motores de combustão.

Estes motores modernos deverão enfrentar vários desafios, como: reduzir as emissões de poluentes, reduzir o consumo de combustível, aumentar a potência e segurança, para melhorar a dirigibilidade e o conforto dos passageiros.

Grande parte das questões acima mencionadas podem ser resolvidas apenas utilizando sistemas avançados de controle eletrônico. Atualmente, estes sistemas de controle são principalmente baseados em dados experimentais.

Para cada tipo de motor as medições relativas à economia de combustível e às emissões poluentes são feitas. Estes incluem medições sucessivas as mudanças de cada um dos muitos parâmetros envolvidos, a fim para cobrir todas as condições de funcionamento do motor. Isto é um processo muito caro e demorado.

Existe uma alternativa para a abordagem experimental: uma simulação computacional do motor utilizando um modelo matemático. Esta abordagem permite facilmente e analisar os efeitos de diversos modelos e configurações. O modelo viável reduz a necessidade de complexos processos experimentais de análise do motor e, conseqüentemente, reduz os custos financeiros para o desenvolvimento.

Este trabalho foca o desempenho do motor como fonte de energia em veículos de médio/grande porte, ou seja, utilitários e caminhões, estudando a influência dos acessórios no consumo de combustível.

3. PRINCÍPIOS BÁSICOS DOS MOTORES DIESEL

Neste capítulo, os princípios básicos dos motores Diesel quatro tempos são introduzidos. O conhecimento desses conceitos básicos é essencial para compreender plenamente os próximos capítulos.



Figura 3.1 - Motor Diesel quatro cilindros MWM

Segundo Maleev (1977), pode-se definir o motor como um equipamento que transforma alguma forma de energia (térmica, hidráulica, elétrica, nuclear, etc.) em energia mecânica. Conforme o tipo de energia que transforma, ele é classificado motor de combustão, hidráulico, elétrico ou atômico. Na figura 3.1 observa-se um típico motor diesel de quatro cilindros em corte parcial.

De acordo com Heywood (1988), parâmetros importantes para o desempenho do motor Diesel são: suas propriedades geométricas, a eficiência do motor e outros parâmetros como o tipo da câmara de combustão e quantidade furos no bico injetor. A eficiência do motor pode ser relacionada como sendo: a eficiência térmica, a eficiência mecânica e eficiência volumétrica. Os outros parâmetros de desempenho do motor são relacionados à pressão média eficaz, a velocidade média do pistão, a potência específica, o consumo específico de combustível, o fluxo de ar pela válvula de admissão, razão combustível-ar e o poder calorífico do combustível.

Os motores ciclo Diesel aproveitam a energia da queima do combustível dentro de uma câmara e por isso são classificados como motores de combustão interna.

Os motores do ciclo Diesel quatro tempos são utilizados em menor escala no automobilismo, do que os do ciclo Otto. O ciclo Diesel tem maior emprego nos motores de grandes potências e dimensões como: embarcações marítimas, locomotivas, caminhões, geradores, etc.

Quanto ao regime de funcionamento eles podem ser classificados como:

- Diesel Lento - trabalham a uma rotação de 400 a 800 RPM. Estes motores por possuírem grandes dimensões são empregados onde a relação peso potência, não é importante, como nas embarcações marítimas, motores estacionários, etc.

- Diesel normal - São os motores cujas rotações de trabalho variam de 800 a 2000 RPM.

- Diesel veloz - Motores de rotações maiores que 2000 RPM. Este tipo de motor vem sendo atualmente muito utilizado nos automóveis de passeio e utilitários esportivos.

Quanto aos parâmetros do motor pode-se definir como sendo:

- Ponto morto superior (PMS): posição extrema do pistão na parte superior do cilindro. Caracteriza o mínimo volume do cilindro.

- Ponto morto inferior (PMI): posição extrema do pistão na parte inferior do cilindro. Caracteriza o máximo volume do cilindro

- Curso do embolo: é a distância percorrida entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior.

- Tempo motor: é o deslocamento do embolo do ponto morto superior ao ponto morto inferior decorrente da combustão e expansão dos gases na combustão.

- Volume de admissão: é o volume compreendido entre o ponto motor superior e o ponto morto inferior.

- Volume da câmara de combustão: é o volume ocupado pela mistura combustível - ar quando o pistão encontra-se no ponto morto superior.

- Taxa de compressão: é a relação volumétrica no cilindro antes e depois da compressão

Os motores do ciclo Diesel são alimentados por meio de injeções diretas que podem ser por injeção pneumática, atualmente não utilizada, e por injeção mecânica, este último, mais utilizado.

Neste último utiliza-se bombas mecânicas para injetar o combustível na câmara de combustão. Estas bombas podem ser unitárias por motor ou múltiplas, onde cada cilindro ou conjunto de cilindros possui uma bomba independente.

As fases do motores do ciclo Diesel, como princípio de funcionamento, são semelhantes ao do ciclo Otto.

Os tempos ou fases são:

- 1º Tempo: Aspiração

Na fase de aspiração o pistão desloca do ponto morto superior, PMS ao ponto morto inferior, PMI, aspirando o ar através da válvula de admissão. Vide figura 3.2 – A.

- 2º Tempo: Compressão

Nesta fase o pistão desloca do PMI ao PMS. No início do deslocamento a válvula de admissão se fecha e o pistão começa a comprimir o ar na câmara de combustão. O ar quando sujeito a esta compressão sofre um aumento de temperatura que será, tanto maior, quanto for a percentagem comprimida, taxa de compressão. Vide figura 3.2 – B.

- 3º Tempo: Combustão (expansão)

Um pouco antes de o pistão atingir o PMS, o ar comprimido atinge uma pressão de 65 a 130 kgf/cm² e uma temperatura de 600 a 800°C. Por meio do injetor, o combustível é fortemente comprimido e pulverizado para o interior da câmara. Este combustível ao encontrar o ar, que se encontra na pressão e temperatura supracitada incendeia-se espontaneamente, empurrando energeticamente, o pistão ao PMI. Vide figura 3.2 – C.

- 4º Tempo: Descarga

Um pouco antes de o pistão atingir o PMI, de onde iniciará o quarto tempo, a válvula de escape se abre, permitindo a saída de uma parte dos gases de combustão que se encontram em alta pressão. Ao deslocar para o PMS, há expulsão do resto dos gases. Vide figura 3.2 – D.

A figura 3.2 representa os quatro tempos de um motor do ciclo Diesel.

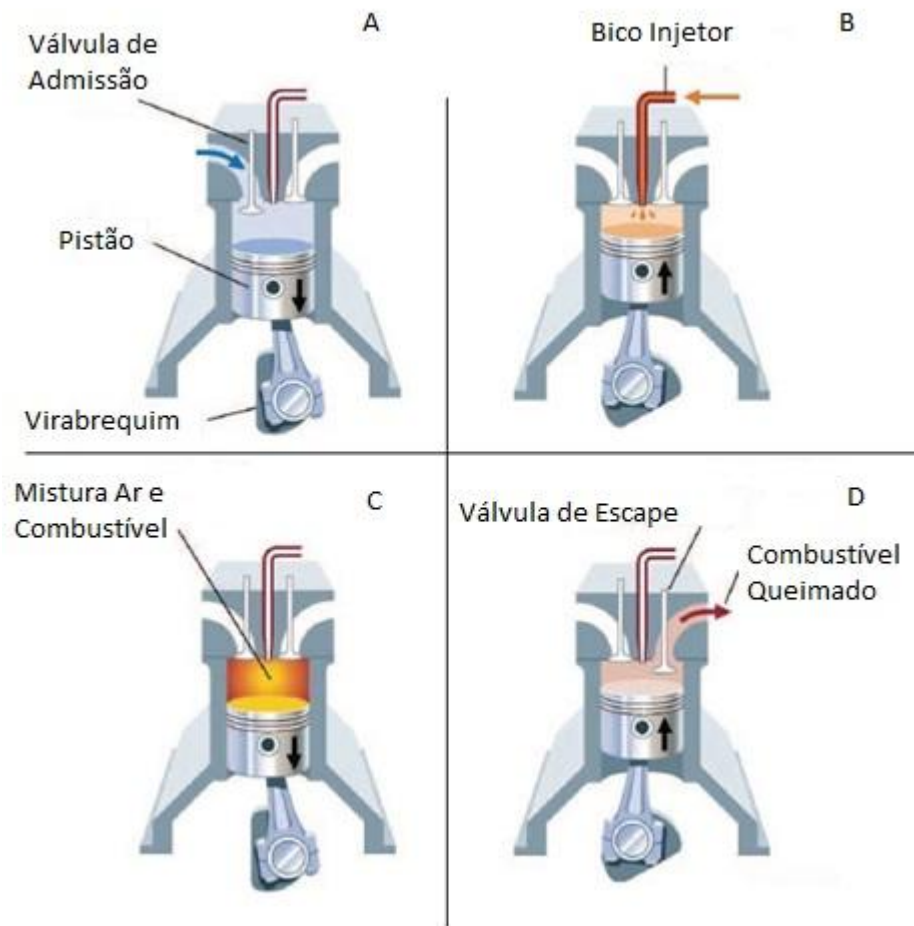


Figura 3.2 - Quatro tempos de motor ciclo Diesel (baseado na figura do livro Internal Combustion Engine Fundamentals, Heywood 1988)

Mas há uma grande diferença com relação a outros motores de combustão interna de ciclo Otto. Neste, a mistura ar-combustível mesmo comprimida, precisa de uma faísca (de uma vela, por exemplo) para iniciar o processo de queima. Já nos motores Diesel, a mistura de ar-combustível é substituída por ar puro no cilindro, que é comprimido a uma razão bem maior que nos Otto (16:1 a 24:1).

Essa maior compressão leva a uma elevação significativa da temperatura que, combinada com o Diesel, pulverizado através de pequenos jatos a alta pressão, iniciam o processo de combustão espontânea.

Outra característica dos motores Diesel são os altos índices alcançados pela temperatura dos gases de escape e pela pressão na câmara de combustão, como citado anteriormente: de 600 a 800°C e de 65 a 130 kgf/cm², respectivamente.

No ciclo teórico Diesel, as transformações Termodinâmicas, podem ser representadas segundo os seguintes diagramas PV (pressão por volume) e TS (temperatura por entropia), representados na figura 3.3.

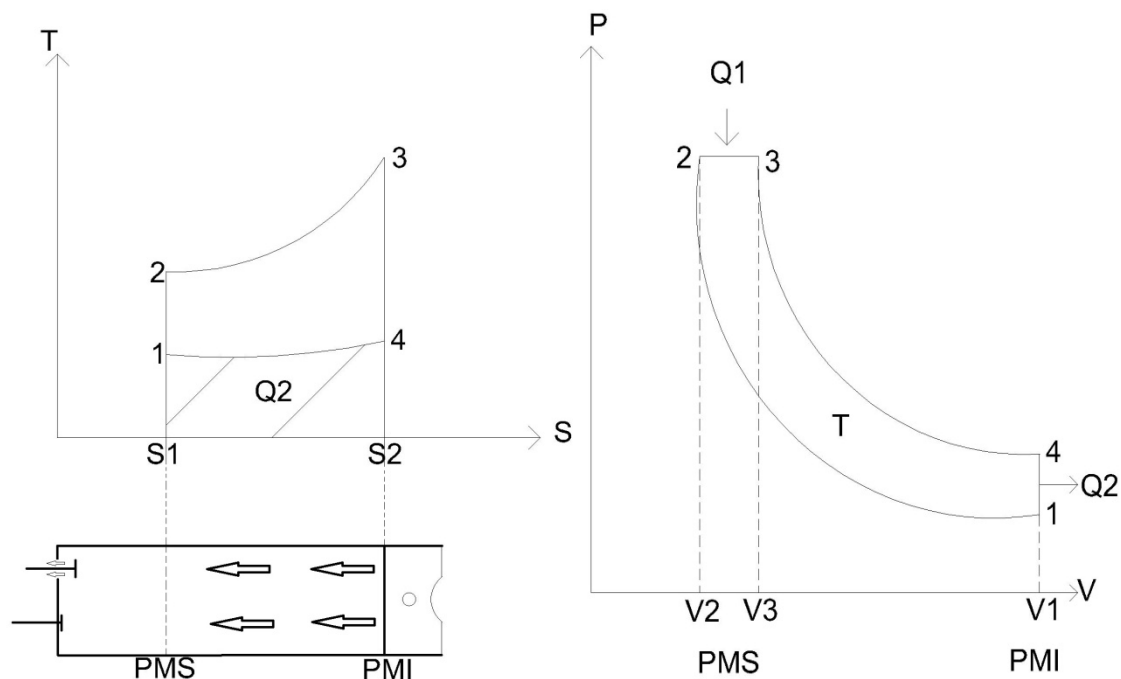


Figura 3.3 - Ciclo teórico Diesel

Sendo dividido da seguinte forma:

- Aspiração do Ar (0-1). O pistão desloca do PMS ao PMI aspirando o ar.
- Compressão adiabática (1-2). Sem troca de calor com o meio ambiente. O pistão se deslocado PMI descrevendo a área (v1-1-2-v2), equivalente o trabalho absorvido.
- Fornecimento instantâneo de calor a pressão constante (2-3). O pistão ao passar do ponto 2 a 3, variando o volume do fluido produzirá trabalho equivalente à área (v2-2-3-v3), que também é equivalente à área (s1-2-3-s2) no diagrama TS.
- Expansão adiabática (3-4). O pistão se desloca verso ao PMI descrevendo a área (v1-4-3-v3), equivalente a mais um trabalho realizado. Isto ocorre sem troca de calor com o meio

ambiente.

- Rejeição instantânea de calor a volume constante (4-1). É representado pela área (s1-1-4-s2), equivalente a mais uma parcela de trabalho absorvido.

O trabalho útil realizado pelo sistema é igual à diferença entre o trabalho fornecido pelo sistema e o trabalho absorvido. Este trabalho é equivalente a área (1-2-3-4).

Os principais fatores responsáveis pela diferença entre o ciclo real e o teórico são:

- a) Perdas por bombeamento: No ciclo teórico a aspiração e descarga são feitas à pressão constante, enquanto que no ciclo real isto não acontece.
- b) Perdas pela combustão não instantânea: No ciclo teórico o calor é introduzido instantaneamente e a pressão constante enquanto que no real isto não ocorre.
- c) Perdas pela dissociação do combustível: No ciclo teórico não existe dissociação do combustível, enquanto que no real ele se dissocia em elementos tais como CO_2 , H_2 , O , CO e outros compostos, absorvendo calor.
- d) Perdas devido à abertura antecipada da válvula de descarga: Na teoria a abertura da válvula de descarga é considerada instantânea, enquanto que no real ela se abre antes do pistão atingir o PMI.
- e) Perdas de calor: Na teoria, as perdas de calor são nulas enquanto que no real elas são sensíveis, devido à necessidade de refrigeração dos cilindros.
- f) Perdas devido à variação dos calores específicos do fluido: O calor específico de um gás real aumenta com a temperatura. Portanto o valor da pressão e temperatura máxima obtida no ciclo é inferior à obtida quando os calores específicos são constantes com a variação da temperatura.

Os motores de combustão interna podem ser divididos nos seguintes sistemas:

- Estrutural (bloco, cabeçote, suportes, etc.)
- Potencia (virabrequim, biela, pistões, anéis, etc.)
- Lubrificação (bomba de óleo, ejetores de óleo, etc.)
- Gerenciamento de ar (turbo compressor, válvulas EGR e borboleta, coletores de admissão e escape, etc.)
- Arrefecimento (trocadores de calor, bomba d'água, válvula termostática, etc.)
- Elétrico (ECU, sensores, atuadores, etc.)
- Combustível (bomba de injeção de combustível, bomba alimentadora, bicos injetores, filtros, etc.)
- Distribuição e Sincronismo (válvulas de admissão e escape, comando de válvulas, balanceiros, correia dentada, corrente, engrenagens, etc.).
- Auxiliar (compressor de ar freio, compressor de ar condicionado, alternador, ventilador, etc.) vide figura 3.4, que são considerados os acessórios do motor.

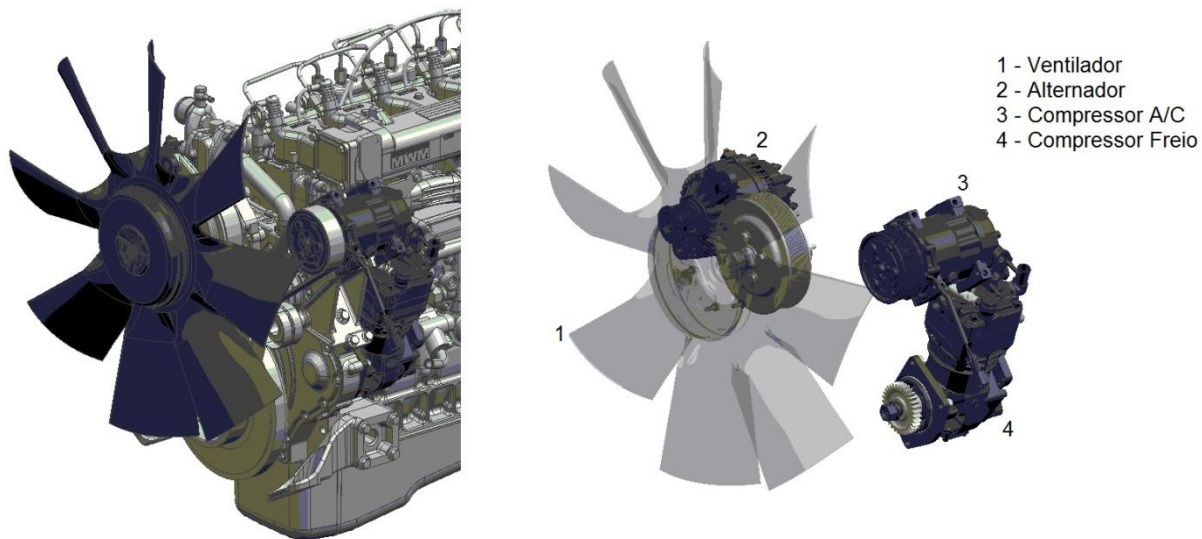


Figura 3.4 - Sistema auxiliar do motor MWM

O sistema auxiliar é responsável pela distribuição de potência para os acessórios do motor como alternador, ventilador, compressor de ar condicionado, compressor de ar para o freio, etc.

Elementos desse sistema podem ser acionados por correia dentada, corrente ou por engrenagens.

3.1 Introdução aos acessórios

3.1.1 Alternador

Alternadores são utilizados em automóveis modernos para carregar a bateria e suprir a necessidade de energia elétrica de um veículo quando o motor está funcionando. O alternador deve fornecer corrente suficiente para a rede de bordo sob todas as condições de funcionamento e com isso garantir que a bateria sempre esteja carregada suficientemente como acumulador de energia. O objetivo é o balanço de carga compensado, isto é, o alternador deve gerar no mínimo a energia que todos os consumidores consomem durante o mesmo tempo, de acordo com sua curva característica e a sua distribuição de frequência da rotação.

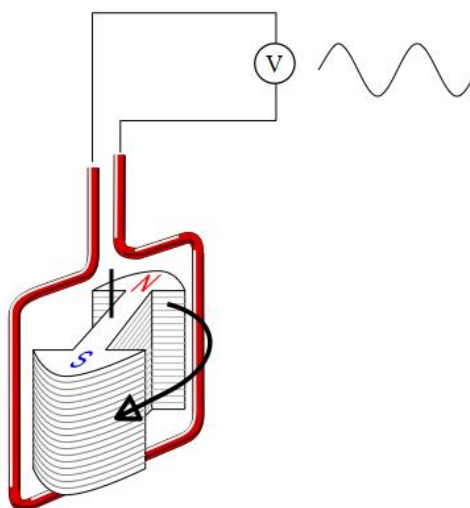


Figura 3.5 - Esquema do alternador simples (baseado na figura do site Wikipédia)

Os alternadores geram corrente alternada, conforme ilustrado na figura 3.5. Na figura 3.5 é possível verificar o diagrama de um alternador simples com um núcleo magnético rotativo (rotor) e fios fixos (estator) também mostrando a corrente induzida no estator pelo campo magnético rotativo do rotor. O sistema elétrico do veículo precisa de corrente contínua para carregar a bateria e para acionar os equipamentos e grupos eletrônicos. Como consequência deve ser fornecida corrente contínua para a rede de bordo. Um retificador em ponte integrado no alternador assume a retificação da corrente alternada trifásica.

As principais exigências que um alternador deve atender são as seguintes:

- alimentação de todos os consumidores ligados com corrente contínua;
- reserva de potência adicional para carga e recarga rápida da bateria, mesmo com consumidores ligados permanentemente;
- manutenção de uma tensão do alternador por toda a faixa de rotação do motor do veículo independentemente da carga do alternador;
- construção robusta que resista a todas as solicitações externas, por exemplo, vibrações, altas temperaturas ambientes, mudança de temperatura, sujeira, umidade, etc.;
- baixo ruído;
- alto grau de eficiência;

Na figura 3.6 mostra-se o alternador em corte com suas principais partes interna.

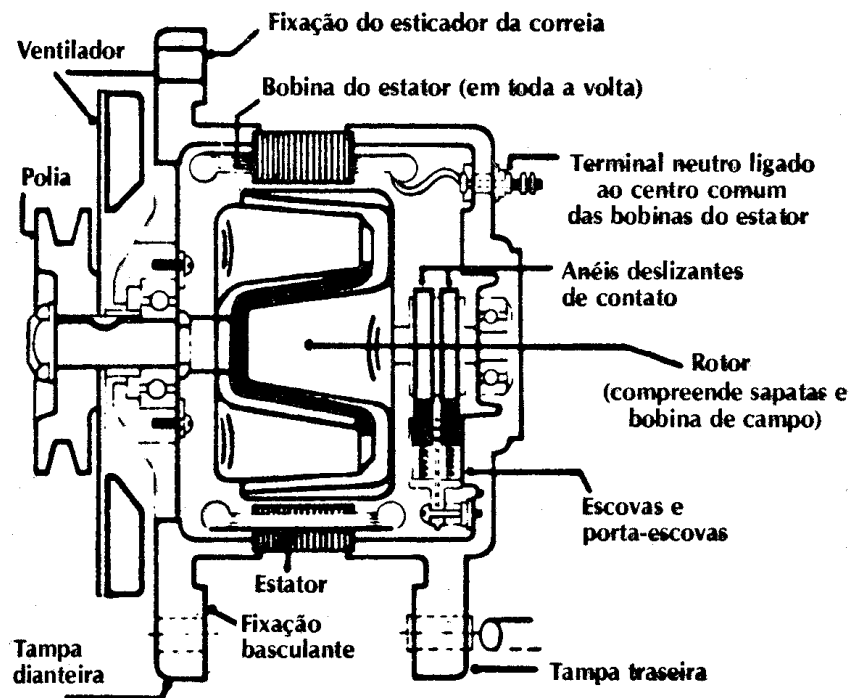


Figura 3.6 - Alternador em corte (baseado na figura do site Wikipédia)

3.1.2 Compressor de Ar – Freio

A função do compressor de ar para freio é comprimir e fornecer ar para o sistema de frenagem do veículo. O compressor normalmente é montado no motor por meio de uma base ou flange; às vezes vem integrado na carcaça do motor.

Durante o funcionamento, no movimento descendente, o compressor admite ar após a válvula de admissão ter se aberta sozinha com a depressão. No início do movimento contrário, a válvula de admissão se fecha. Agora o ar é comprimido e, após atingir uma determinada pressão, é fornecido para o sistema de ar comprimido, a seguir através da válvula de descarga que se abre sozinha;

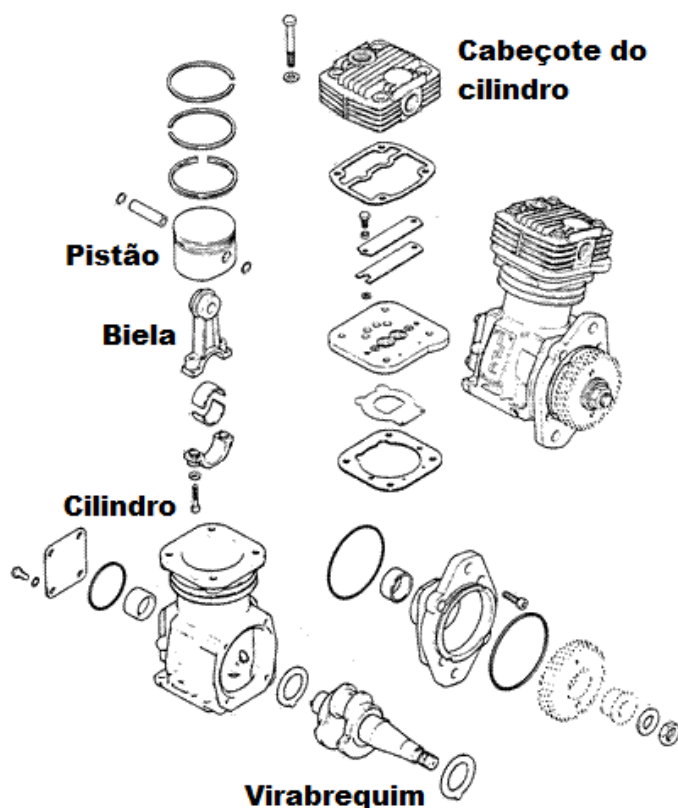


Figura 3.7 - Principais componentes do compressor de ar (baseado na figura do site Wikipédia)

Os principais componentes do compressor de ar para freio, vistos na figura 3.7, são:

- Cabeçote do cilindro;
- Pistão;
- Biela;
- Cilindro;
- Virabrequim;
- Etc.;

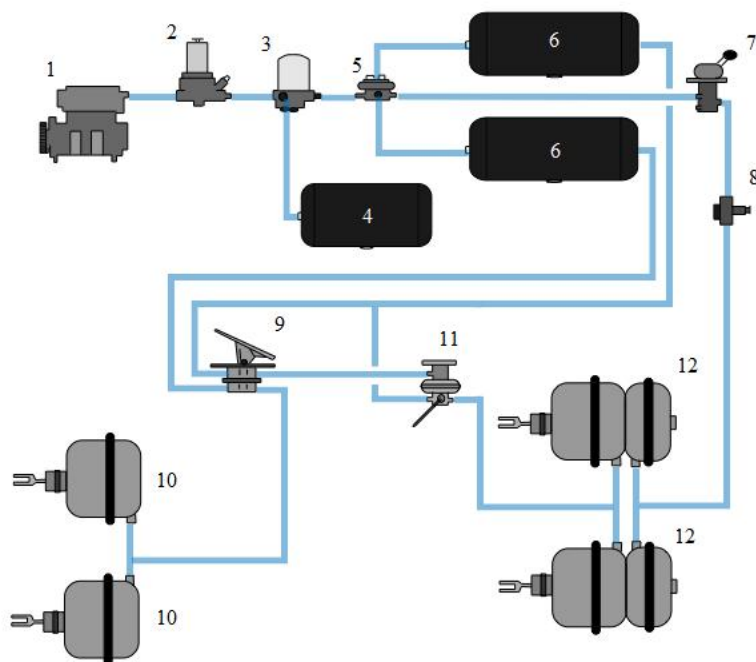


Figura 3.8 - Diagrama simplificado do sistema de freio à ar para veículos comerciais (baseado na figura do site Wikipédia)

Na figura 3.8, mostra-se um diagrama simplificado do sistema de freio para veículos comerciais. Os seus principais componentes são os seguintes:

1. Compressor de ar,
2. Regulador de pressão,
3. Secador de ar,
4. Reservatório de regeneração de ar,
5. Válvula de proteção,
6. Reservatórios de ar comprimido,
7. Válvula de controle do freio de estacionamento,
8. Válvula de segurança do freio de estacionamento,
9. Válvula do freio,
10. Câmaras frontais do freio de ar,
11. Relé de carga de freio + válvula de sensoramento de carga,
12. Câmaras de freio de mola traseira,

Sistemas de freio a ar comprimido são normalmente utilizados em caminhões pesados e ônibus. O sistema é composto de freios de serviço, freio de estacionamento, um pedal de comando, um compressor e um tanque de armazenamento do ar comprimido. Para o freio de estacionamento, existe um disco ou tambor de freio. Para os freios de serviço (os usados durante a condução para abrandar ou parar o veículo), o pedal do freio é pressionado, o encaminhamento ao ar sob pressão para a câmara de freio, fazendo com que o freio reduzia a velocidade de rotação das rodas.

A maioria dos tipos de freios a ar do caminhão são unidades de tambor, embora haja uma tendência crescente para o uso de freios a disco. Uma grande parte dos veículos pesados têm um medidor no painel do veículo, indicando a existência de pressão de ar para a operação segura do veículo, muitas vezes incluindo tons de advertência ou luzes.

3.1.3 Ventilador

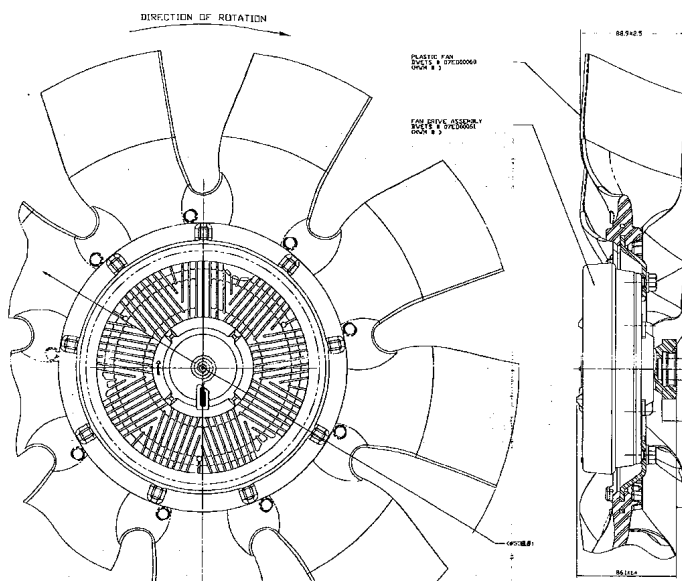


Figura 3.9 - Ventilador com embreagem viscosa

Um ventilador é um dispositivo mecânico utilizado para converter energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em aumento de pressão do ar.

Este aparelho pode ser de distintos tipos, consoante o sentido de fluxo de ar em relação ao ambiente ventilado: sopradores (se há injeção de ar) ou exaustores (se há retirada de ar).

Basicamente os ventiladores são construídos em plásticos. A maior parte dos ventiladores para aplicações comerciais veiculares são concebidos com uma embreagem viscosa, vide figura 3.9.

A embreagem do ventilador é um dispositivo termostático que existe como parte integrante de determinados sistemas de refrigeração automotiva. Quando o motor está frio ou até mesmo em temperatura normal de funcionamento, a embreagem do ventilador parcialmente desacopla mecanicamente, esta que geralmente esta ligada ao virabrequim do motor. Isto poupa energia, pois o motor não aciona totalmente o ventilador.

No entanto, se a temperatura do motor subir acima do limite de temperatura, o ventilador torna-se totalmente envolvido, assim, desenhando um maior volume de ar para o radiador do

veículo, que por sua vez, serve para manter ou diminuir a temperatura do motor de refrigeração para um nível aceitável.

Grande parte dos ventiladores são de embreagens viscosas, combinada com um sistema bi-metálicos sensoriais semelhantes aos de um termostato.

3.1.4 Compressor de ar condicionado

A função primária do compressor de ar condicionado é resfriar o ar que se encontra na cabine do motorista. O compressor, que é acionado pelo motor através de correia, comprime o refrigerante que se encontra no estado gasoso. Este se aquece e é conduzido ao condensador onde é resfriado e retorna ao estado líquido. A energia fornecida no compressor e o calor absorvido no condensador são dissipados no ambiente.

Uma válvula de expansão pulveriza o líquido resfriado no evaporador. O refrigerante se evapora e extrai do ar circulante o calor necessário para a evaporação. Conseqüentemente, o ar é resfriado. A umidade é extraída do ar frio como condensação, e a umidade do ar é reduzida ao nível desejado. O evaporador e o condensador são geralmente trocadores de calor do tipo tubos e aletas. O sistema de ar condicionado pode ser visto na figura 3.10, com seus principais componentes.

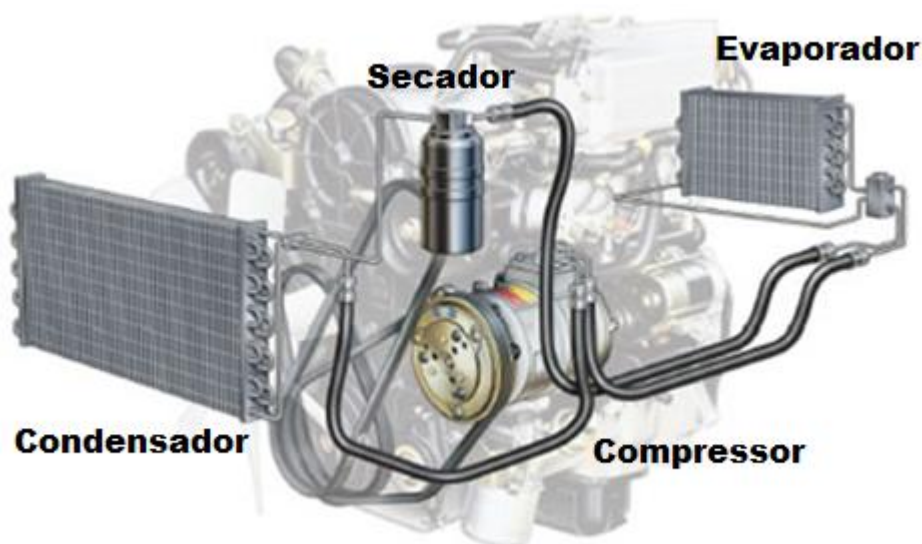


Figura 3.10 - Sistema de ar condicionado para veículos (baseado na figura do site www.firestonecompleteautocare.com)

4. MODELAGEM DOS MOTORES DIESEL

Na literatura é possível encontrar uma grande gama de modelos para motores diesel.

Dobner (1982) fez um modelo não-linear do motor antes de esboçar o modelo baseado em algoritmos de controle não linear. Modelos de motor com torque médio são amplamente utilizados para controle motor. Modelos de motor pode ser tão simples como mapa “steady state” de desempenho, ou podem ser muito complexos incluindo modelos de combustão multizonas ou multidimensionais e elementos inerciais. O controle não-linear do motor e sistemas de diagnóstico têm despertado grande interesse dos pesquisadores, visando melhorar o desempenho do motor.

Para modelos lineares do motor, Flor (1974) usou um regime de identificação chamado P.R.B.S. (Seqüência Binário Pseudo Aleatório) para obter um modelo discreto de motor com função de transferência.

Os modelos baseados em simulação não linear do motor podem ser separados nos seguintes grupos: Método “Quasi-Steady”, Método enchimento e esvaziamento, e Método de Características. Os detalhes destas técnicas podem ser encontrados em Heywood (1988), Horlock et al (1986) e Watson (1984). Estes modelos de motores com base termodinâmica estão sendo amplamente utilizados para a concepção e previsão de desempenho do motor. No entanto, relativamente pouco foi desenvolvido para controle de motores Diesel. Com o avanço da tecnologia da informática, controle não-linear e algoritmos mais complexos podem ser implementados no modelo do motor.

O método Quasi-Steady baseia-se nos estudos de fluxos de energia num regime de tempo, sendo seu modelo matemático composto por equações algébricas, exceto no caso do ciclo transiente onde o motor é representado por equações diferenciais. Portanto, é um método simples de cálculo, porém necessita de alguns dados empíricos e diagramas do motor. Métodos Quasi-steady são escolhidos pela sua simplicidade em prever o desempenho no cilindro usando equações algébricas simples.

Lei (1988) desenvolveu um ciclo de simulação de um único cilindro do motor Diesel, utilizando polinômio inverso de segunda ordem para gerar o perfil de pressão de combustão. Esta abordagem fornece uma maneira simples de gerar pressões no cilindro durante o período, e é

computacionalmente leve, porém seus resultados não podem ser considerados para simulações complexas envolvendo outros componentes do motor. Devido à complexidade dos motores Diesel, o desenvolvimento de um modelo requer precisão nas respostas e um tempo de simulação aceitável.

O modelo termodinâmico do motor Diesel é baseado em técnicas utilizadas para prever o comportamento funcional do motor, que podem ser utilizadas para satisfazer necessidades de controle e de diagnóstico. Temperatura, massa, e equações diferenciais são derivadas a partir da primeira lei da termodinâmica. Utilizando um modelo de zona única de combustão, pode ser prevista a pressão do cilindro e modelo formado cilindro por cilindro do motor.

Contudo, todos os modelos atuais utilizam uma média equivalente de momento de inércia para introduzir os efeitos da dinâmica do virabrequim, infelizmente previsões de variação cíclica na velocidade do motor não estão disponíveis. Mas ao incluir um período de tempo variando inércia no modelo dinâmico, as informações sobre variações do motor podem ser modeladas e simuladas.

O Modelo Médio de Torque é uma combinação dos modelos de "Quasi-Steady" e modelos "Enchimento e Esvaziamento". Este valor do modelo médio consiste em várias equações algébricas não-lineares de primeira ordem e equações diferenciais. Assumem-se valores médios de pressão, temperatura, e fluxo de massa nos submodelos. Estado estacionário ou transiente de desempenho podem ser usados para encontrar parâmetros constantes nas equações do submodelo. Dados de transiente de desempenho podem então ser utilizados para validar o modelo global. Este modelo só pode predizer comportamento médio dos motores. Maior frequência oscilatória do cilindro, múltiplas pressões e variações cíclicas não são consideradas.

Na abordagem do modelo médio de torque há a utilização principalmente de dados empíricos juntamente com o método para o enchimento e esvaziamento de coletores.

Métodos de enchimento e esvaziamento são usados para obter uma melhor previsão de pressões transiente e temperaturas nos coletores. Portanto, o objetivo de tempo real no modelo de valor médio é alcançado com valores mais precisos.

Modelo do motor com o controle dos acessórios de veículos pesados é uma área bastante inexplorada de investigação na simulação de motores Diesel. Foi apresentado, em algumas aplicações específicas e para problemas de controle em especial.

Um panorama do consumo de energia das unidades do sistema auxiliar de veículos pesados na América do Norte é dado em Hendricks e O'Keefe (2002) que fizeram uma análise do motor em função a eletrificação dos acessórios e sua resposta em relação ao consumo de combustível e o custo envolvido.

Cada empresa automobilística tem uma necessidade de modelo para ser utilizado em várias tarefas como avaliação de impactos sobre consumo de combustível. Alguns esforços nessa área foram descritos por Sanberg (2001) no trabalho realizado para a Scania, onde considerou como sendo constante a perda de torque do motor pela utilização dos acessórios.

Petterson (2004) criou um modelo para gerar um controle sobre os acessórios do veículo visando o consumo de combustível para uma determinada condição de utilização do veículo, utilizando o software Modelica. Seu resultado foi aplicado para criação de um controle mais eficaz do sistema de refrigeração do motor, a fim de se reduzir o consumo de combustível numa aplicação de um caminhão pesado.

Bos (2007) usou um modelo no GT-Power para melhorar a precisão de resultados baseando-se na entrada de dados experimentais de um motor Diesel “heavy duty” para realizar simulação de pesquisas sobre combustão, e investigar a precisão dos resultados previstos do modelo GT-Power e seu refinamento.

A escolha para utilização do software GT-Power foi considerada, pois permitiu que o modelo fosse concebido de tal forma que cada subsistema foi construído isoladamente e depois conectado ao conjunto, respeitando-se a dinâmica de cada parte e sua influência no conjunto, chegando assim a um motor completo.

Assim, após uma simulação, pode se obter como saída do sistema computacional qualquer medição em qualquer ponto do motor, bastando para tanto pequenas modificações no modelo.

5. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA

GT-Power é uma aplicação incluída no GT-Suite desenvolvido pela Gamma tecnologias, Inc., que foi escolhido para o desenvolvimento do modelo do motor. A proposta é que invés de testar cada ponto de operação em um banco de testes, um modelo teórico de um motor seja usado para simular o motor conforme condições de operação. E posteriormente confrontar os resultados simulados com resultados experimentais.

GT-Power é uma ferramenta utilizada por muitos fabricantes de motor / veículo e desenvolvedores, para simular e analisar os princípios de funcionamento de motores. GT-Power pode ser combinado com vários outros pacotes de software de simulação.

Utiliza 1 grau de liberdade da dinâmica do gás para representar o fluxo de calor e de transferência de energia nos componentes do modelo do motor, também referenciado como sendo 1-D da dinâmica do gás. Estes componentes são ligados entre si. Dentro dos componentes as propriedades devem ser definidas pelo usuário.

O software trabalha com um pré-processador (GT-ISE), neste ambiente o modelo é construído e as propriedades são definidas (como mostrado na figura abaixo). O solver calcula a massa e fluxo de energia através dos diferentes componentes e os resultados dos cálculos são mostrados em um pós-processador (GT-Pós). A divisão da estrutura do software verifica-se na figura 5.1.

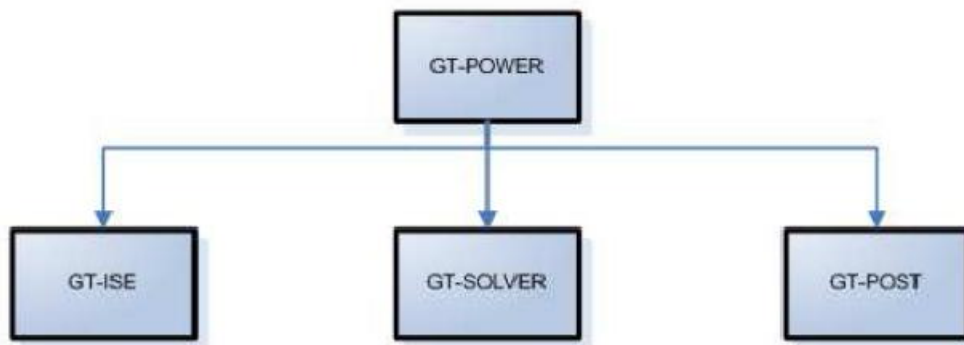


Figura 5.1 - Estrutura do software GT-Power

5.1 Desenvolvimento do Modelo GT-Power

Um modelo do motor é construído dentro GT-Power. O modelo é elaborado a partir várias partes do motor que serão discutidos neste capítulo.

O modelo foi construído baseado no motor MWM Acteon 6 cil. Euro III. Observam-se detalhes desse motor na figura 5.2. Dados básicos de configuração desse motor são descritos na tabela 5.1.

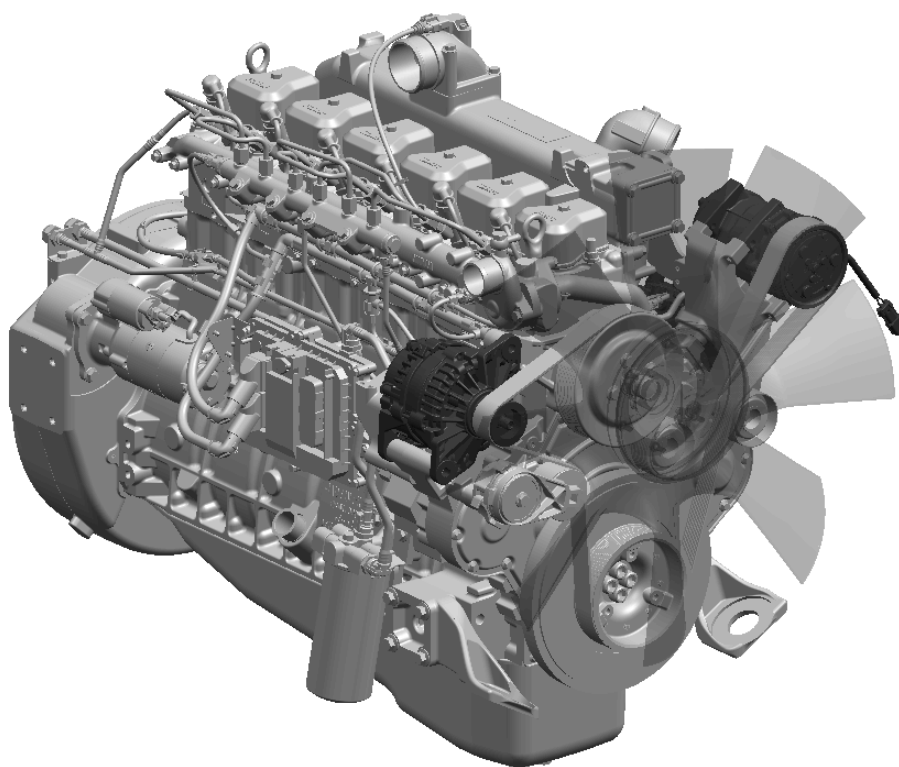


Figura 5.2 - Motor MWM Acteon 6 cilindros 2 válvulas Euro III

5.1 - Tabela dados do motor

Modelo do Motor	Acteon 6.12 TCE
Emissões	Proconve P5 / Euro III
Configurações	6 cilindros, em linha
Válvulas / Cilindro	2
Cilindrada	7,2 L
Diâmetro x Curso	105 x 137 mm
Sistema de Combustão	Injeção direta
Sistema de Injeção	Common Rail
Aspiração	Turbo Intercooler
Rotação de Potência Máxima	264 cv (194 kW) @ 2200 rpm
Torque	97,9 kgf.m (960 Nm) @ 1200 - 1500 rpm
Pressão de Injeção	1.350 bar

A representação esquemática do motor dentro do software esta mostrada na figura 5.3, onde tem-se a ligação dos componentes formando assim o caminho de todo fluxo de energia do motor.

A simulação do GT-Power é composta por um conjunto de bibliotecas de modelos de simulação - ferramentas para análise da combustão do motor, sistemas de arrefecimento do motor, o motor sistemas de injeção de combustível, sistemas de lubrificação e etc. O código pode ser usado para investigar uma ampla gama de questões, como a concepção de componentes, as emissões de poluentes dos motores e etc. Cada simulação consiste em uma biblioteca de modelos de componentes que podem-se adicionar a um modelo existente e editar usando uma interface do programa. Cada uma das áreas de modelagem mencionados acima podem ser modelados de forma isolada ou como um sistema único e integrado utilizando a arquitetura do modelo único GT-Power.

A aplicação GT-Power pode ser relacionada com Simulink para proporcionar um canal flexível para investigar e desenvolver estratégias de controle. No motor medidas tais como pressão, fluxo, velocidade e pode ser verificadas no modelo e então serem transmitidas para o Simulink. O modelo Simulink pode então usar esses valores em seus próprios cálculos. GT-Power pode também receber dados do Simulink e usar esses valores em seus cálculos. O modelo Simulink pode consistir de controle sistemas ou de qualquer sistema físico que interage com o modelo GT-Power. Juntos podem representam todo o motor e em alguns casos o veículo e seu sistema de controle.

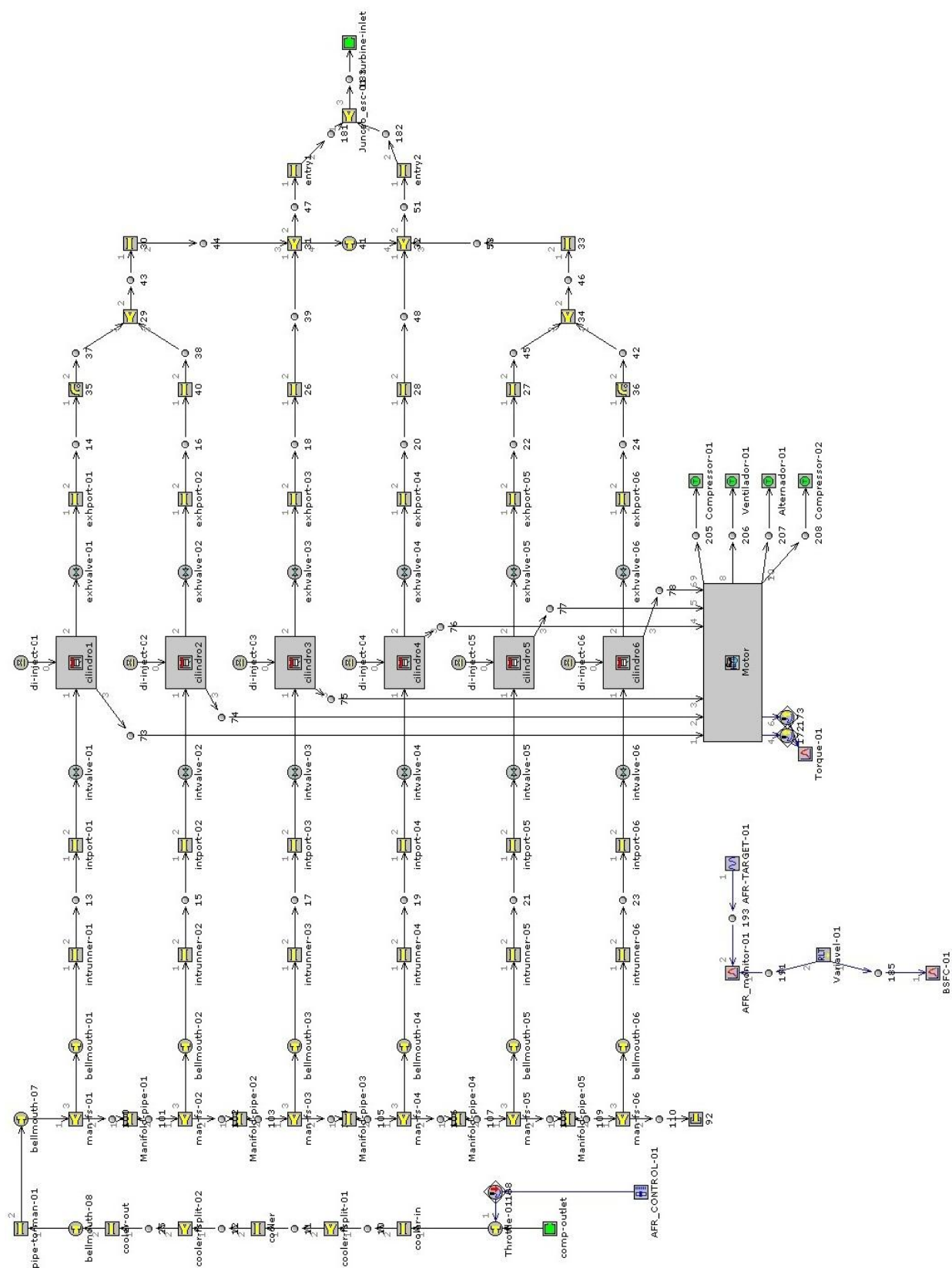


Figura 5.3 - Modelo do motor construído no Gt-Power

5.2 Entradas de dados do motor no modelo

Depois da criação do modelo, deve-se selecionar cada objeto para entrada de dados. A seguir segue uma parte da entrada de dados.

5.2.1 Volume Ar

Para começar, uma massa de ar deve ser gerada para simular as condições do ambiente. A massa de ar é um volume infinito de gás com propriedades uniformes.

A pressão, temperatura e composição do gás devem ser especificadas. Pressão atmosférica e temperatura, bem como a composição do ar padrão (76,7% N₂ e 23,3% de O₂) foram utilizados para todas as simulações.

Com este conjunto de condições, não estão presentes impurezas assim um filtro de ar não é necessário.

5.2.2 Duto de Admissão e Coletor de Admissão

No duto de admissão a entrada de dados considera a do diâmetro de entrada, diâmetro de saída, comprimento do duto, rugosidade das paredes e temperatura da parede. A interface de entrada de dados para o duto de admissão, verifica-se na figura 5.4.

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter at Inlet End	mm	70	
Diameter at Outlet End	mm	70	
Length	mm	40	
Discretization Length	mm	40	
Surface Roughness	mm	def	
Wall Temperature	K	[cooler]	
Heat Conduction Object		ign	
Initial State Name		init	

Figura 5.4 - Entrada de dados para duto de admissão

Já o coletor de admissão tem a sua divisão conforme a numero de cilindros do motor. A entrada de dados considera o volume, rugosidade da parede, temperatura da parede, etc. A interface de entrada de dados , verifica-se na figura 5.5.

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Volume	mm ³	256000	
Surface Roughness	mm	def	
Wall Temperature	K	320	
Heat Conduction Object		ign	
Initial State Name		init	

Figura 5.5 - Entrada de dados para coletor de admissão

O valor da rugosidade superficial poderá certamente influenciar a queda de pressão através deste componente, mas em muitas situações, ele tem um papel ainda mais importante sobre efeito no coeficiente de transferência de calor e, portanto, a temperatura do ar na entrada na câmara de combustão. A estrutura do sistema de admissão de ar com a ligação de seus componentes, verifica-se na figura 5.6.

O mesmo principio de entrada de dados e componentes são aplicados quando da criação para o sistema de escape, somente alternando os valores conforme sua especificação.

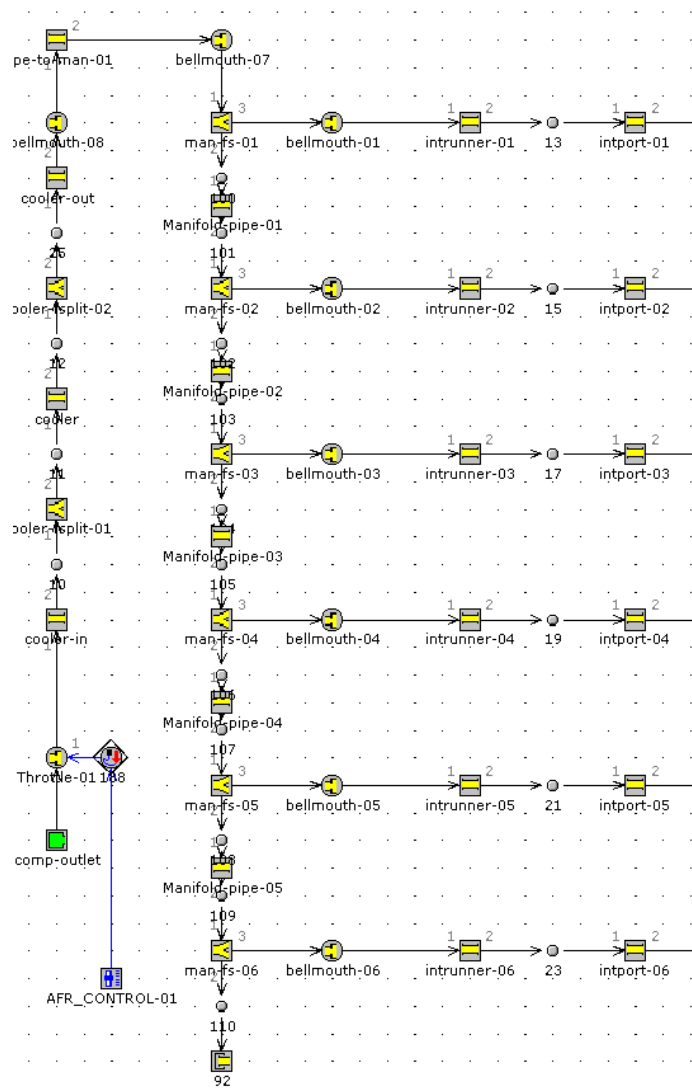


Figura 5.6 - Fluxo do duto e coletor de admissão

5.2.3 Bloco de motor

O bloco do motor é o componente mais complexo o modelo. As dimensões de um motor como diâmetro, curso, taxa de compressão, comprimento da haste de biela e altura livre devem ser inseridos. A inércia do virabrequim e informações sobre o sistema de refrigeração também são necessários. A geometria do cilindro pode-se verificada na figura 5.8.

Estes parâmetros são recolhidos e correspondem aos dados mostrados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Dados Geometria do Motor

Engine Geometry (Cyl # 1)

Bore [mm]	105.0
Stroke [mm]	137.0
Connecting Rod Length [mm]	207.0
Piston Pin Offset [mm]	0.00
Displacement/Cylinder [liter]	1.186
Total Displacement [liter]	7.118
Number of Cylinders	6
Compression Ratio	16.80
Bore/Stroke	0.766

Template: EngCylinder Part: cilindro4

Object: cylinder Edit Object

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Start of Cycle (CA at IVC)		def	
Cylinder Geometry Object		geom	
Initial State Name		init	
Reference State for Volumetric Efficiency		init	
Cylinder Combustion Mode		independent	No Override
Diagnostic Output Flag		standard	No Override

Main Models Plot Options

OK Cancel

Figura 5.7 - Entrada de dados para bloco do motor

No bloco do motor uma das entradas de dados é a rejeição térmica do motor. Será utilizada para modelar os efeitos da rejeição de calor do motor para o refrigerante e também a queda de pressão através do motor.

Outra entrada é a temperatura inicial bloco, que é associada a temperatura da estrutura do motor inteiro no início do ciclo. Também o volume do líquido refrigerante deve ser considerado no início da simulação. A interface de entrada de dados verifica-se na figura 5.7.

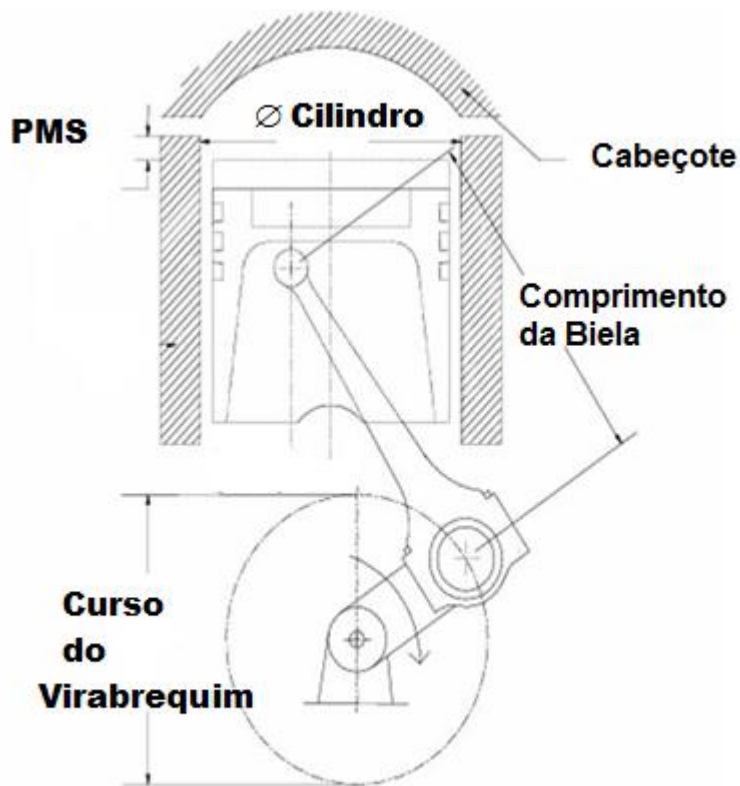


Figura 5.8 - Geometria do cilindro (figura retirada do manual GT-Suite)

5.2.4 Eixo de Comando, Válvula de Admissão e Escape

Os perfis em um eixo de came são difíceis de quantificar. Em vez disso, a elevação da válvula que os perfis de came produzem é usada. O elevador da válvula deve ser tabelado em função do ângulo de manivela.

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Valve Reference Diameter	mm	45	
Valve Lash	mm	0.1	
Cam Timing Angle	Cam Angle	0	
Preprocess Plot Request		off	

Figura 5.9 - Entrada de dados para as válvulas de admissão e escape

Além disso, o coeficiente de descarga deve ser tabelado em função da elevação da válvula.

Com estes valores a vazão volumétrica e perda de atrito podem ser calculados. Como o sistema de admissão e escape, os coeficientes podem ser encontrados através de ensaios num bancada de fluxo. Bancada de fluxo é o equipamento que efetua a medição da velocidade e fluxo do ar de admissão e escape no cabeçote. A interface de entrada de dados verifica-se na figura 5.9.

5.2.5 Injetores de combustível

Os componentes finais antes do cabeçote do motor são os injetores de combustível.

Injetores de combustível são especificados por uma razão ar / combustível, uma taxa de entrega de combustível, temperatura do combustível, tempo de injeção e uma fração de vapor de combustível. Para todas as simulações a proporção ar / combustível foi definida uma razão estequiométrica. A interface de entrada de dados verifica-se na figura 5.10.

Template: InjProfileConn Part: di-inject-02

Object: di-inject Edit Object

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Injected Mass	mg	[debito]	
Start of Injection		[sol]	
Reference Driver		def	
Profile Type		presprof	No Override
Angle Array Multiplier		def	
Pressure Profile Multiplier		def	
Variable Profile Dependency Object		ign	
Injection Map Object		ign	

Main Fuel-Nozzle Profile Plot Options

OK Cancel

Figura 5.10 - Dados de entrada para injetores de combustível

5.2.6 Acessórios

Para os acessórios a entrada principal é o valor de potência requerida pelo acessório em função da rotação do motor. A direção da seta indica a entrega de potência do motor para atingir a necessidade do acessório como pode-se ver na figura 5.11.

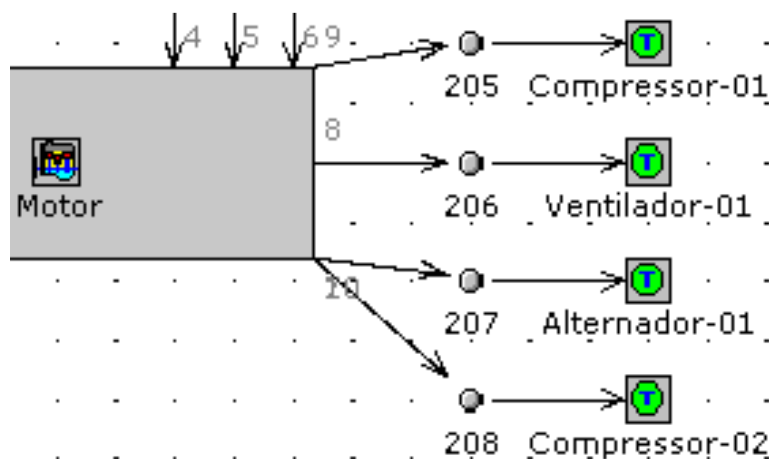


Figura 5.11 - Acessórios

5.3 Modo de combustão do cilindro

O início do ciclo é o ponto em que o cálculo é iniciado. Este ponto deve ser igual ou um pouco depois de fechar válvula de admissão do cilindro número um. Este valor não afetará as previsões de simulação. Ela especifica apenas o ponto de partida e termino do ângulo dentro do ciclo. Dados de entrada nesse item são a ordem de explosão e seu intervalo. A interface de entrada de dados verifica-se na figura 5.12.

Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Firing Order		1	5	3	6	2	4
Firing Intervals	deg	0	120	120	120	120	120
Cylinder Geometry Object		geom	geom	geom	geom	geom	geom
Crank-Slider Object		ign	ign	ign	ign	ign	ign

Figura 5.12 - Entrada de dados para combustão do motor

O estado da eficiência volumétrica é utilizado estritamente como uma referência para o cálculo eficiência volumétrica. Este objeto geralmente corresponde às condições ambientes.

O modo de combustão cilindro permite o cálculo da taxa de combustão no cilindro pelo modelo de combustão a ser imposto sobre os outros cilindros. Variações de cilindro para cilindro não são de interesse, a utilização de cilindros escravo pode reduzir tempo de computação comparado ao cálculo independente combustão em cada cilindro.

As seguintes temperaturas são atribuídas para as peças do motor, seguindo medições realizadas em dinamômetro:

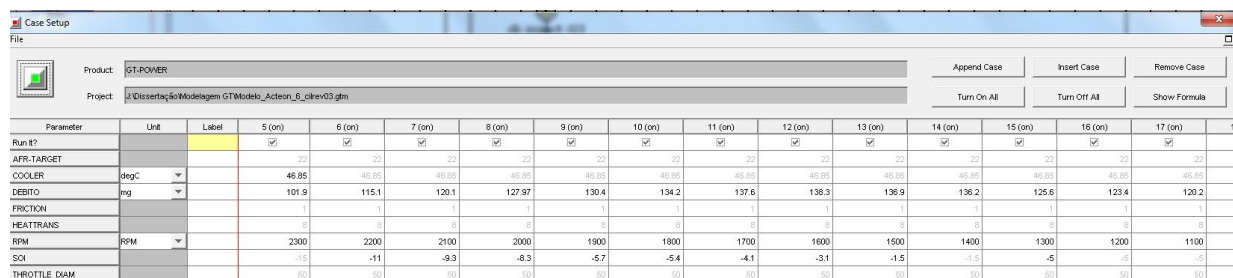
- Temperatura do Cabeçote 550 K;
- Temperatura do Pistão 590 K;
- Temperatura na parede do cilindro 450 K;

A temperatura do pistão é ligeiramente superior, pois esta parte não está diretamente arrefecido por líquido de arrefecimento ou de óleo.

As partes do cilindro estão ligados entre si através de mecanismos, os parâmetros são dados pelo modelo biela-manivela e comando de válvulas. Esses modelos do motor traduzem as forças atuando em cada um dos pistões para o virabrequim.

É entrada do modelo o momento de inércia do volante, virabrequim e todos os mecanismos que lhes são inerentes cinematicamente.

Outra entrada importante é o valor de débito para cada rotação. Esses valores são obtidos conforme calibração de cada motor. Esses valores são adicionados no estudo de caso, que delimitará em que condições do motor a simulação deverá ser executada. A interface de entrada de dados verifica-se na figura 5.13.



Parameter	Unit	Label	5 (on)	6 (on)	7 (on)	8 (on)	9 (on)	10 (on)	11 (on)	12 (on)	13 (on)	14 (on)	15 (on)	16 (on)	17 (on)
Run#1			22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
AFR-TARGET			22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
COOLER	degC		46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85	46.85
DEBITO	mg		101.9	115.1	120.1	127.97	130.4	134.2	137.6	138.3	136.9	136.2	125.6	123.4	120.2
FRICTION			1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
HEATTRANS			5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
RPM	RPM		2300	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1100
SOI			-15	-11	-9.3	-8.3	-5.7	-5.4	-4.1	-3.1	-1.5	-1.5	-5	-5	-5
THROTTLE_DIAM			50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50

Figura 5.13 - Entrada de dados para o estudo de caso.

5.4 Modelo da dinâmica da combustão no GT-Power

Para modelar a pressão média efetiva de atrito no motor (FMEP), GT-Power utiliza um modelo Chen Flynn e ao atrito é calculado utilizando os seguintes atributos:

$$f_{mep} = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cilindros} A + B(P_{max,i}) + C(\bar{S}_i) + D(\bar{S}_i^2)}{\#Cilindros} \text{ [bar]} \quad (5.1)$$

Onde :

A = a parte constante da FMEP

B = fator de pico de pressão do cilindro

C = fator da média de velocidade pistão

D = fator quadrado da média de velocidade pistão

P_{max,i} = Pressão máxima no cilindro i durante o ciclo corrente

\bar{S}_i = Velocidade média do pistão

$$\bar{S}_i = \frac{\oint S_i(t) dt}{\oint dt} \quad (5.2)$$

Onde :

S_i(t) = a velocidade instantânea do pistão i

O FMEP é um modelo empírico derivado que indica o total de atrito dos motores, é função de pico de pressão do cilindro, velocidade média de pistões e média velocidade ao quadrado.

Geralmente é medido o atrito em dinamômetro de arraste.

A seguir segue a formulação para o cálculo do desempenho do motor, que será objeto de estudo:

Pressão Média Efetiva de Bombeamento – PMEP [bar]

$$p_{mep} = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cilindros} \int_{180}^{-180} P_i(t) dV_i}{V_{disp}} \quad (5.3)$$

Onde :

$P_i(t)$ = pressão diferencial instantânea sobre o pistão [bar]

V_{disp} = Cilindrada [m^3]

Pressão Média Efetiva de Arraste – BMEP [bar]

$$b_{mep} = \frac{2\pi n_r(btq)}{V_{disp}} [10^{-5}] \quad (5.4)$$

Onde :

n_r = número de revoluções por ciclo [-]

btq = Torque de Arraste [N.m]

V_{disp} = Cilindrada [m^3]

Torque de Arraste – btq [N.m]

$$btq = \frac{\oint T_b(t) dt}{\oint dt} \quad (5.5)$$

Onde:

$T_b(t)$ = Torque instantâneo Brake (Arraste) [N.m]

Quando da execução do modelo ‘EngineCrankTrain’ tem-se quatro diferentes valores de torques instantâneos disponíveis. São eles: Indicado, ‘Crank Pin’, ‘Shaft’ e ‘Brake’.

Torque Instantâneo Indicado – $T_i(t)$, representa a transferência termodinâmica do trabalho do gás para o pistão (convertido geometricamente para o torque no virabrequim). Mostra-se na figura 5.14 a representação esquemática do torque instantâneo indicado.

$$T_i(t) = \sum_{i=1}^{\# \text{ cilindros}} \left(\frac{\pi}{4} \right) B^2 R_{crank} (\Delta P_i(t) \sin \theta_i(t) - \Delta P_i(t) \cos \theta_i(t) \tan \alpha_i(t)) \quad [N.m] \quad (5.6)$$

Onde :

$\Delta P_i(t)$ = pressão diferencial instantânea sobre o pistão [bar]

B = Diâmetro do Cilindro [m]

R_{crank} = Comprimento da manivela [m]

$\theta(t)$ = Ângulo instantâneo da manivela [°]

$\alpha(t)$ = Ângulo instantâneo da biela [°]

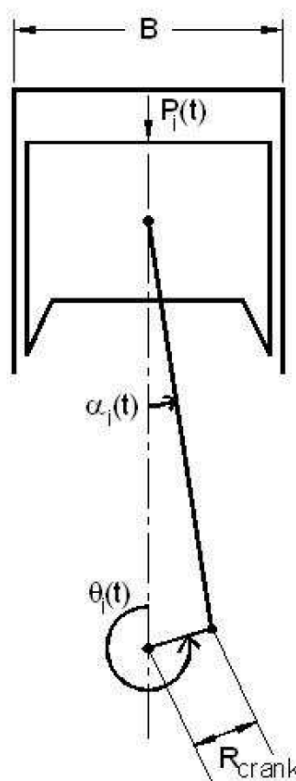


Figura 5.14 - Torque pistão (figura retirada do manual GT-Suite)

Torque Instantâneo “Crank Pin” – $T_{cp}(t)$, representa a energia remanescente após a contabilização da aceleração instantânea do mecanismo deslizante do virabrequim. Mostra-se na figura 5.15 a representação esquemática do torque instantâneo “crank pin”.

$$T_{cp}(t) = \sum_{i=1}^{\# \text{ cilindros}} R_{crank} (F_{x,i}(t) \cos \theta_i(t) + F_{y,i}(t) \sin \theta_i(t)) \quad (5.7)$$

Onde :

R_{crank} = Comprimento da manivela [m]

$F_{x,i}(t)$ = Força instantânea na manivela, na direção x [N]

$F_{y,i}(t)$ = Força instantânea na manivela, na direção y [N]

$\theta(t)$ = Ângulo instantâneo da manivela [°]

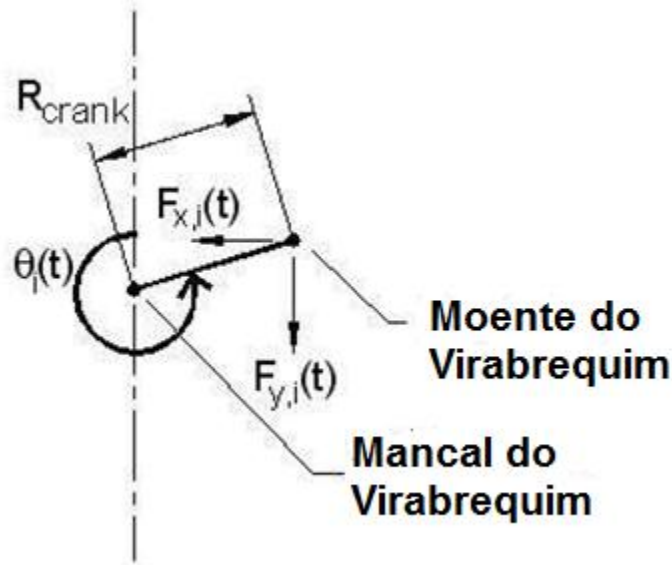


Figura 5.15 - Torque no virabrequim (figura retirada do manual GT-Suite)

Torque Instantâneo “Shaft” – $T_s(t)$, representa a energia remanescente após a contabilização das perdas devido ao atrito e acoplamentos.

$$T_s(t) = T_{cp}(t) + T_a(t) - T_f(cyc) \quad (5.8)$$

Onde:

$T_{cp}(t)$ = Torque instantâneo Crank Pin [N.m]

$T_a(t)$ = Torque instantâneo de acoplamento [N.m]

$T_f(cyc)$ = Torque de atrito no ciclo atual [N.m]

Torque Instantâneo de Arraste – $T_b(t)$, representa o torque disponível no volante do motor, após a contabilização de todas as perdas em função de atrito, bem como a inércia de aceleração do conjunto biela-manivela.

$$T_b(t) = T_s(t) - I_{cr}\dot{\omega}_{cr}(t) \quad (5.9)$$

Onde:

$T_s(t)$ = Torque instantâneo Shaft [N.m]

I_{cr} = Inercia do conjunto biela – manivela [$kg.m^2$]

$\dot{\omega}_{cr}(t)$ = Aceleração instantâneo do conjunto biela – manivela [$1/s^2$]

Fluxo de Combustível – “fueltot” [kg/hr]

$$fueltot = \frac{[\sum_{i=1}^{\# cilindro} \oint \dot{m}_{fuel,i} dt][60(avgrpm)]}{n_r} \quad (5.10)$$

Onde:

$\dot{m}_{fuel,i}$ = Taxa do fluxo de massa instantâneo de combustível injetado [kg/s]

n_r = número de revoluções por ciclo [-]

Cálculo da rotação média do motor – avgrpm [RPM]

$$avgrpm = \frac{\oint N dt}{\oint dt} \quad (5.11)$$

Onde:

N = a rotação instantânea do motor [RPM]

Potência de Arraste – bkw [kW]

$$bkw = btq * avgrpm * \left[\frac{2\pi}{60000} \right] \quad (5.12)$$

Onde :

btq = Torque de Arraste [$N.m$]

$$avgrpm = \text{Rotação média do motor [RPM]}$$

Consumo Específico de Combustível – BSFC [g/kW.h]

$$bsfc = \frac{fuel_{tot}}{bkw} * 1000 \quad (5.13)$$

Onde :

$$fuel_{tot} = \text{Fluxo de Combustível} [kg/h]$$

$$bkw = \text{Potência de Arraste [kW]}$$

A inércia dos acessórios apesar de não ser considerada nos cálculos, não influencia no torque de saída no volante.

Na figura 5.16 tem-se a irregularidade comparada entre o motor medido em dinamômetro sem os acessórios (linha azul) e com os acessórios (linha vermelha). A irregularidade do motor é a taxa de variação (rpm) pela rotação do motor (rpm), ou seja, estabilizando o motor numa determinada rotação verifica-se a variação dentro dessa rotação.

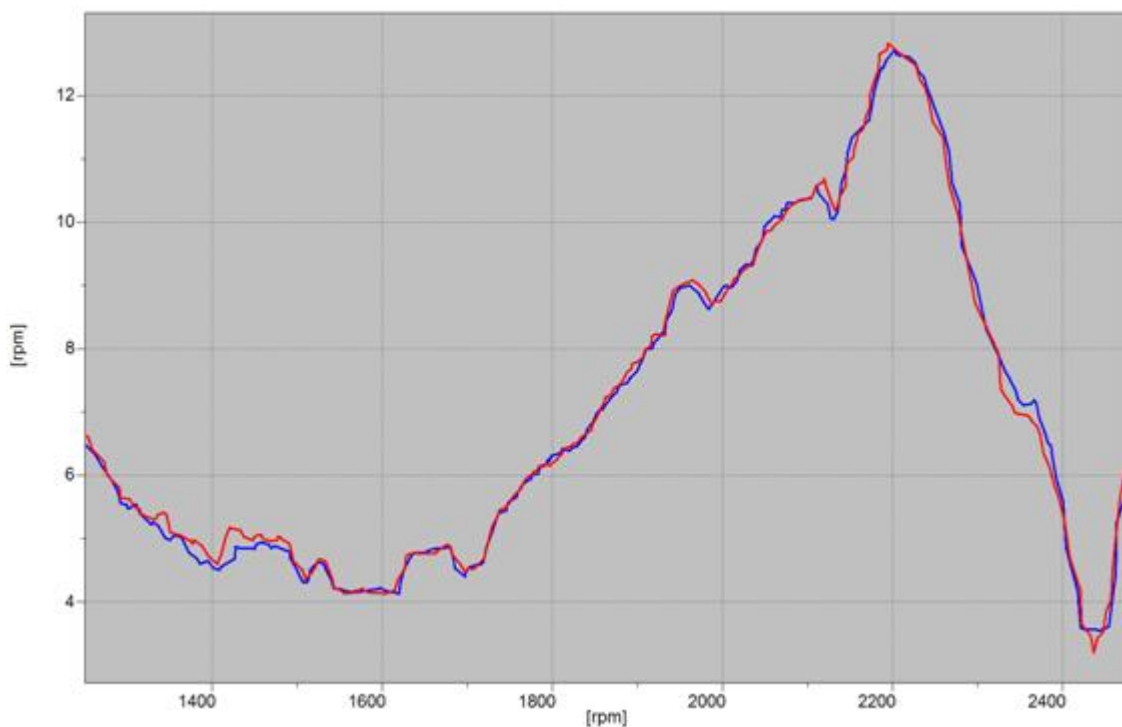


Figura 5.16 - Comparativo de irregularidade do motor com acessórios e motor sem acessórios

Pode-se verificar na figura 5.16 que o comparativo entre os valores de irregularidades do motor, se mantiveram muito próximos. Assim sendo pode-se afirmar que a inércia dos acessórios não influencia nos valores de torque, uma vez que o valor calculado é de 0,6 % da inércia total do motor.

5.5 Validação do Modelo Motor

Depois que um modelo completo é criado, ele deve ser comparado com dados experimentais e validado. Para garantir que o modelo representa com precisão o sistema de motorização, os parâmetros são ajustados.

Um modelo corretamente calibrado irá gerar resultados precisos que são muito reprodutíveis. Ao contrário de um motor normal que tem erros de variação, um modelo só tem modelagem e erros de calibração.

Uma vez que o modelo é validado, qualquer condição de funcionamento pode executada, mesmo operando pontos que poderiam ser perigoso para ser executados em um motor real.

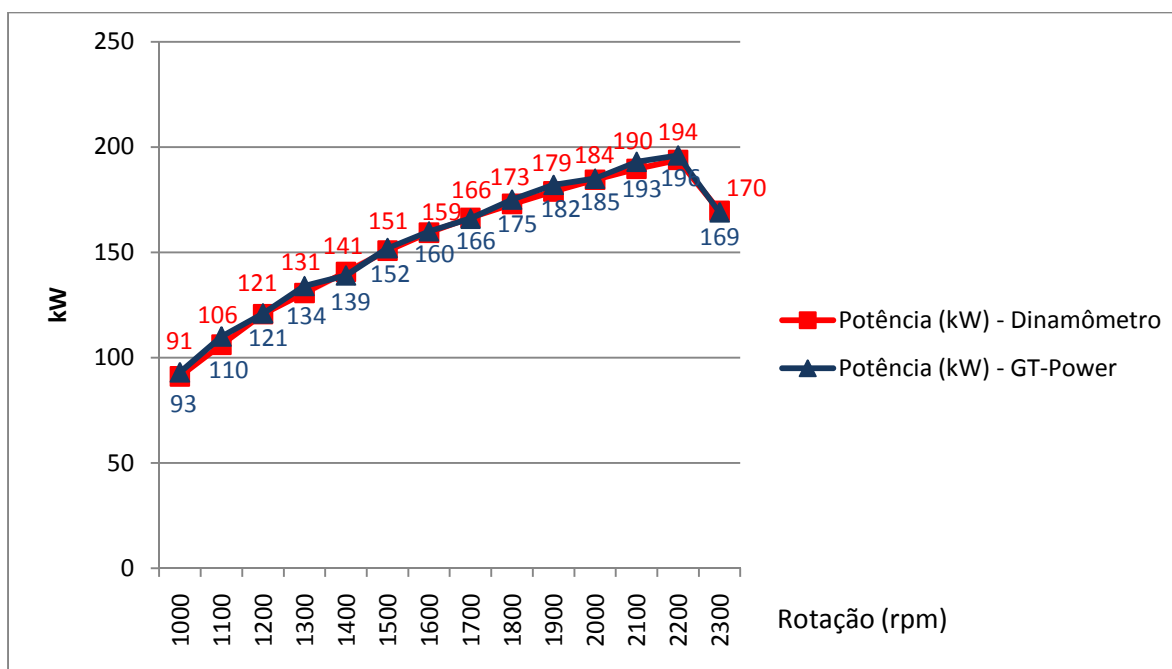


Figura 5.17 - Comparativo potência motor dinamômetro x simulação

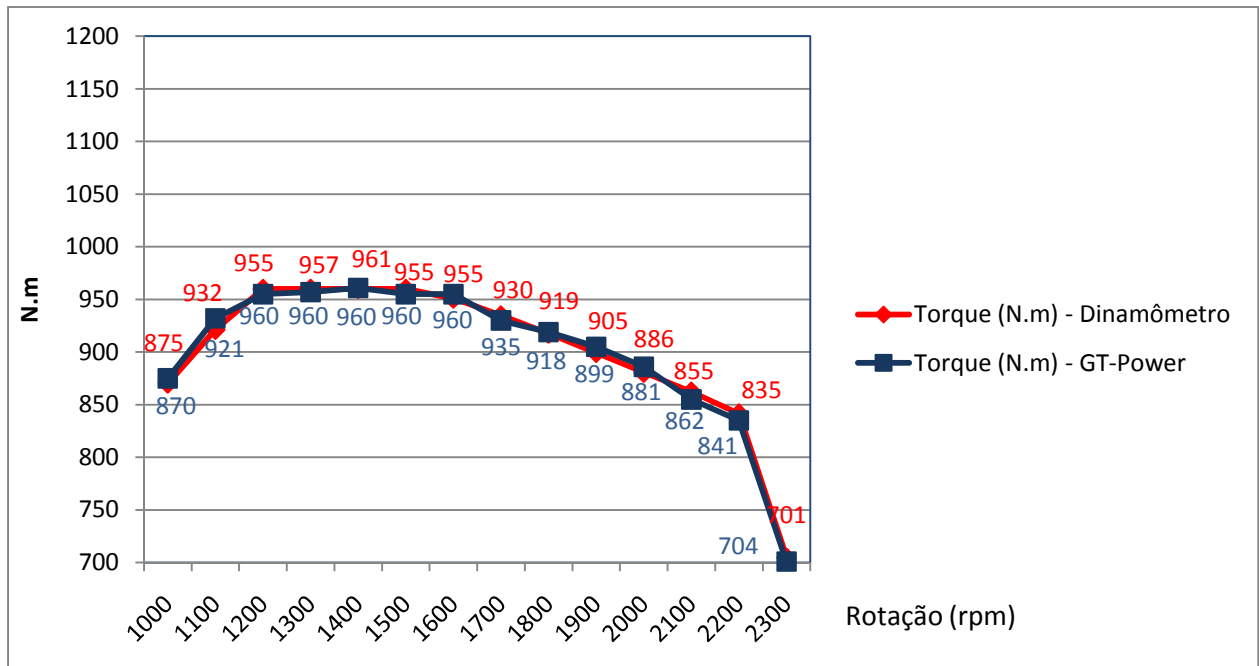


Figura 5.18 - Comparativo torque motor dinamômetro x simulação

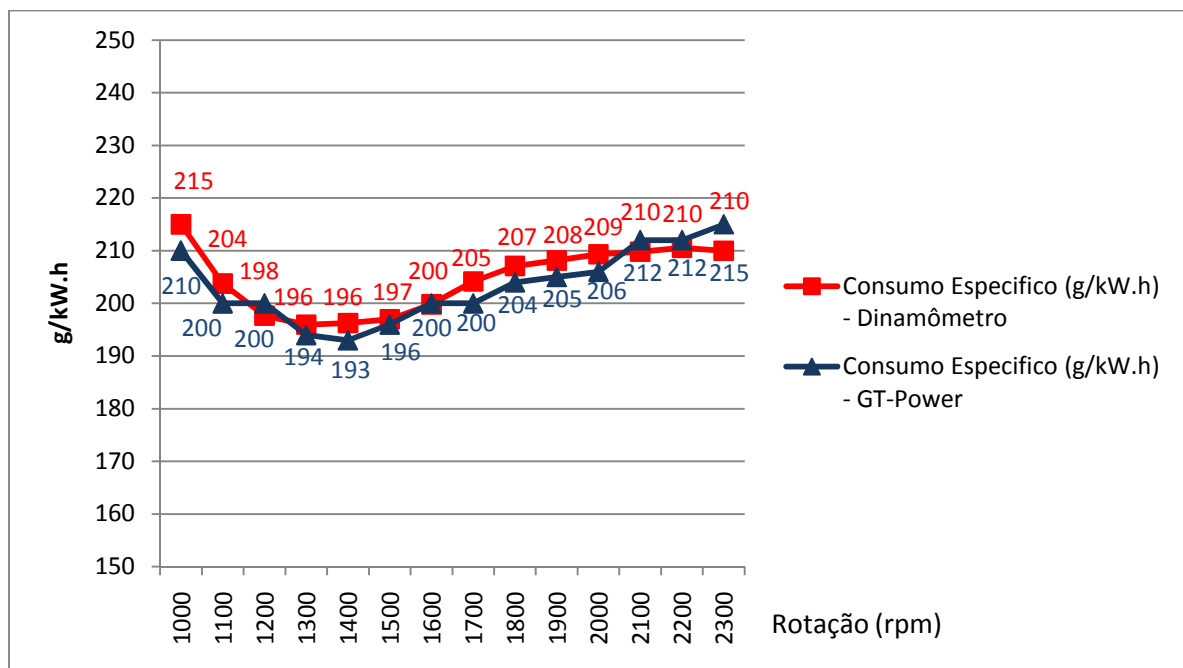


Figura 5.19 - Comparativo consumo específico motor dinamômetro x simulação

A diferença entre o motor do dinamômetro e o modelo não foi superior a 5%, o que está dentro de um limite aceitável. A utilização de dados empíricos do motor é necessária para criação do modelo, porém a variação desses valores permitiu a otimização do motor para que atingisse os parâmetros de desempenho esperados do motor.

O modelo do motor apresenta uma simplificação do componente turbocompressor, por não ser o foco a análise desse componente. Porém, o fluxo de ar recebido pelo motor representa um motor turboalimentado.

O modelo e motor do dinamômetro não contemplam a utilização dos acessórios nessa comparação.

6. ENERGIA CONSUMIDA PELOS ACESSÓRIOS

Além de impulsionar o veículo, o motor deve impulsionar os acessórios. Em um veículo, há sistemas como ar condicionado, alternador, ventilador, compressor de ar para o freio, etc. Todos os sistemas requerem energia, que é retirada do virabrequim.

Neste capítulo mostra-se o consumo de potência dos acessórios. Posteriormente, a intenção é mostrar valores relativos de cada item dos acessórios e sua influência no consumo de combustível.

Espera-se que os resultados possam servir com um guia para novos projetos no objetivo de reduzir o consumo de combustível e dar uma estimativa de qual o potencial para isso.

Na figura 6.1 mostra-se o mínimo e o máximo de potência consumida pelos acessórios.

A potência consumida mostrada na figura 6.1 leva em conta a variação do acessório em operação. Deve-se observar que o consumo de combustível depende em geral de outros fatores para esses acessórios.

Neste capítulo procura-se estimar a influência quanto a operação dos acessórios durante um ciclo de ‘steady state’.

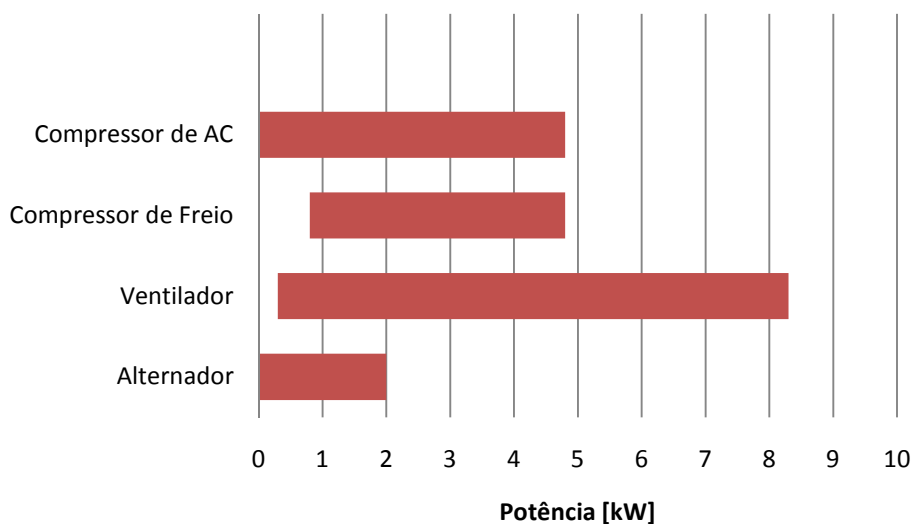


Figura 6.1 - Consumo de potência dos acessórios com seu mínimo e máximo de potência consumida.

6.1 Potência Consumida

A visão global dos acessórios mostrada na figura 6.1 ilustra a faixa possível de potência consumida. Uma medição mais específica é a potência média consumida durante um ciclo. Se T é a duração do ciclo e $P_{aux}(t)$ é a potência instantânea, então a potência média consumida é:

$$\bar{P}_{aux} \triangleq \frac{1}{T} \int_0^T P_{aux}(t) dt \quad (6.1)$$

Essa medição dá uma boa visão do consumo atual, mas não converte diretamente quanto que os acessórios influenciam no consumo de combustível total. Essa correlação no tempo entre os acessórios e carga do motor será influenciada pela utilização do acessório sobre o consumo de combustível.

Segundo Petterson (2004) mesmo que dois acessórios tenham a mesma média de potência consumida, eles não influenciarão necessariamente no consumo total igualmente.

De modo a descobrir como o consumo total de combustível é influenciado, serão realizadas medições em um motor em um determinado ciclo com o acessório e depois medi-lo novamente no mesmo ciclo, sem o mesmo acessório.

A diferença de consumo entre as medições com e sem o acessório podem representar o consumo de combustível pelo tempo. Aqui a consumo de combustível médio pelo tempo é escolhido como a medida. F_{aux} e F_0 indicam a quantidade de combustível gasto durante o ciclo com e sem acessório respectivamente, e t indica o total de tempo. Então, o consumo de combustível médio para o acessório pelo tempo é:

$$\bar{f}_{aux} \triangleq \frac{F_{aux} - F_0}{t} \quad (6.2)$$

Para veículos comerciais, mais do que para veículos de passeio, o consumo absoluto de combustível diferencia-se em função do ciclo de uma rota para outra.

Uma medida mais fácil para expressar a relação do consumo de combustível dos acessórios no consumo total é :

$$r_{aux} \triangleq \frac{F_{aux} - F_0}{F_0} \quad (6.3)$$

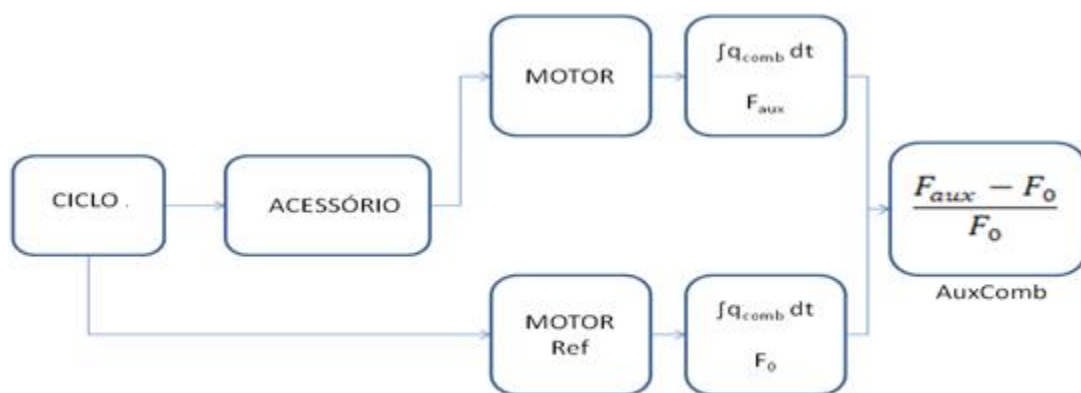


Figura 6.2 - Diagrama de blocos do princípio usado para calcular o consumo de combustível dos acessórios.

O princípio da simulação utilizada para derivar a potência consumida pelos acessórios está ilustrada no diagrama de blocos da figura 6.2.

Na figura 6.2 o bloco chamado de Acessório representa o modelo do acessório. A entrada de parâmetros para esse bloco é o Ciclo que descreve a operação do motor.

A saída da caixa Acessório é o torque necessário para funcionamento do acessório no motor, o qual somado com o torque do motor será o torque total de operação.

Na caixa Motor de Ref. tem-se o mesmo motor, porém sem o acessório. Que será usado como referência para o cálculo do consumo de combustível do acessório.

6.2 Valores de potência consumida pelos acessórios

Segundo a norma SAE J1343 (2000), o consumo total de energia do motor impulsionando os acessórios no veículo é a soma das cargas individuais de cada acessório. A carga máxima possível, pode ser determinada somando as cargas máximas de cada acessório. A carga média de um único acessório pode ser calculada multiplicando seu máximo de carga de um ciclo e o percentual de tempo que é utilizado.

O ciclo também pode representar a exigência de potência média do acessório se ele tem um potencial de carga variável. Por exemplo, uma luz pode ser utilizada 35% do tempo, resultando em um multiplicador de 0,35 ciclo. Um compressor de ar condicionado pode ser utilizado 20% do tempo em média, 50% de sua carga máxima, resultando em um multiplicador de 0,10 ciclo.

O ciclo de trabalho de muitos acessórios varia de acordo com as condições de funcionamento no veículo, tais como durante o dia ou à noite, temperatura ambiente, etc.

O total de carga típica para um acessório no veículo é o soma das cargas típicas para os acessórios individuais em uma condição de operação especial.

Para esse trabalho está sendo considerados dados de bancada da potência consumida pelo acessório, quando acoplado ao motor, em condição de “steady-state”, não dependendo de sua variação de utilização, e sim, em função da rotação do motor com sua carga máxima.

Os modelos individuais dos acessórios são criados para estudar suas influências sobre o consumo de combustível. Os acessórios a serem estudados são: alternador, ventilador, compressor de ar condicionador e compressor de freio.

6.2.1 Alternador

Eletricidade nos veículos pesados é usada para iluminação, itens de conforto, e unidades de controle eletrônico. A potência elétrica é produzida por acionamento via correia junto ao alternador. A tensão comumente usada para os veículos pesados é 24 V. O alternador é regulado para atender o nível de tensão constante de aproximadamente 28 V, que é a tensão de carregamento das baterias.

No modelo, a potência de saída do alternador é assumida como sendo exatamente a potência consumida. Assim sendo, a dinâmica da bateria não é considerada. O alternador é modelado como sendo a transformação de energia mecânica em energia elétrica com o fator de eficiência constante. Assume-se que durante o ciclo o consumo é constante, somente variando com a rotação do motor. Na verdade o consumo elétrico difere para o veículo. Esta variação depende da quantidade de dispositivos elétricos instalados no veículo, e das condições de operações como utilização de luzes e temperatura. O valor de consumo considerado é baseado em valores adquiridos em teste de dinamômetro, vide o gráfico da figura 6.3.

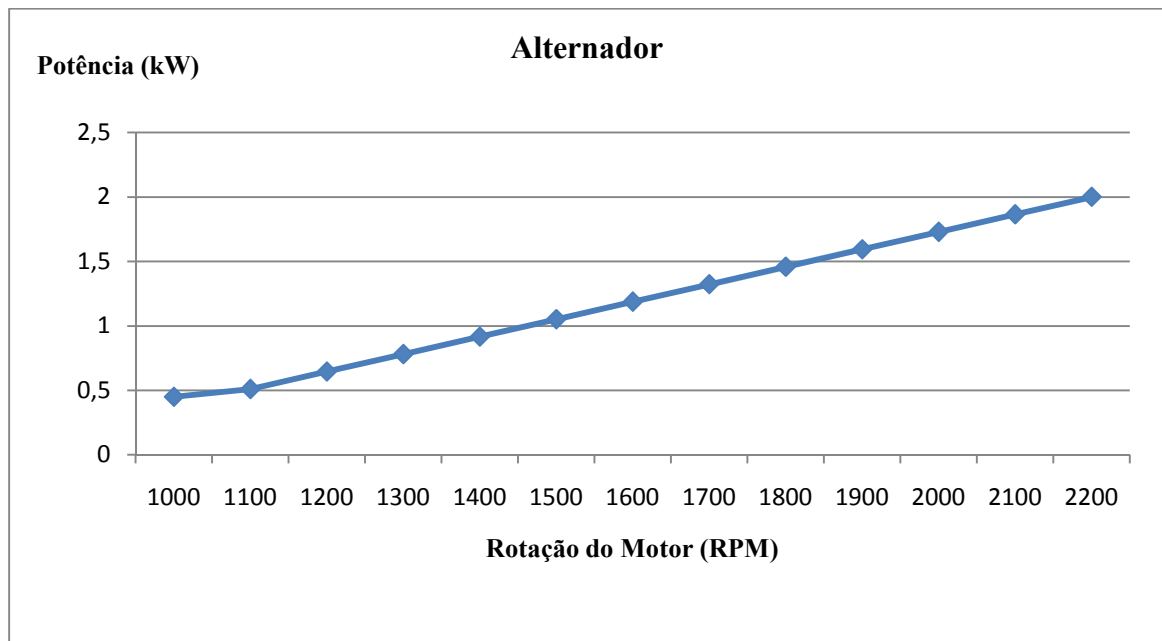


Figura 6.3 - Potência consumida pelo alternador

6.2.2 Ventilador

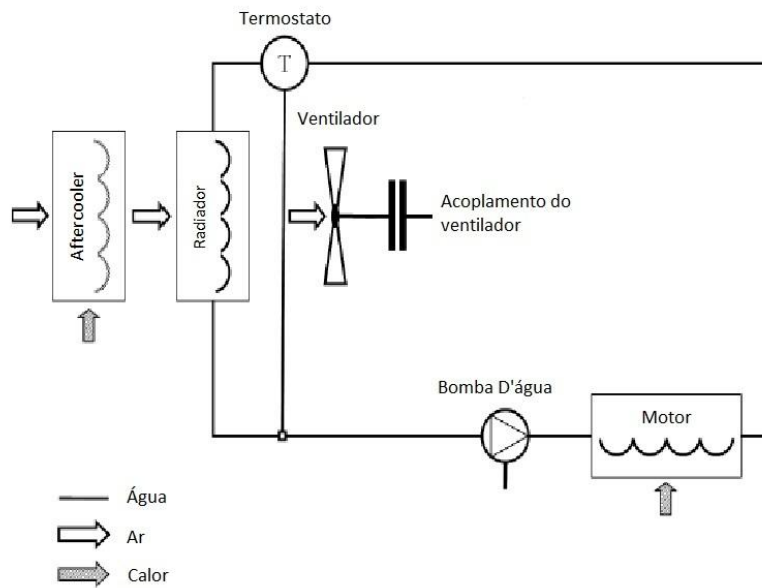


Figura 6.4 - Diagrama de um sistema de arrefecimento.

O sistema mais usado para veículos pesados para arrefecimento esta mostrado na figura 6.4.

A bomba de água direciona o fluxo de fluido de arrefecimento pelo motor. O processo de combustão gera calor, o qual é transmitido para o fluido de arrefecimento. O radiador tem a função de resfriar o fluido de arrefecimento através do ar frontal recebido pelo veículo. Porém dada uma determinada temperatura o ventilador que se encontra fixado junto a polia do virabrequim tem seu acoplamento acionado para resfriar o fluido de arrefecimento.

O ventilador é conectado ao eixo do virabrequim geralmente pela sua embreagem viscosa.

Segundo alguns fabricantes, pode-se estimar uso do ventilador conforme tabela 6.1:

Tabela 6.1 – Utilização do ventilador

Previsão de utilização do ventilador em função da aplicação do caminhão				
	Rodoviário - Carroceria Longo	Rodoviário - Carroceria Curta	Entrega regional	Vocacional
Modo marcha lenta	20%	30%	30%	60%
Modo Cruzeiro	70%	50%	40%	20%
Modo cooling médio	8%	18%	28%	18%
Modo cooling pesado	2%	2%	2%	2%
	100%	100%	100%	100%

Modo Marcha Lenta - Modo típico em marcha lenta ou um veículo parado no trânsito com o resfriamento necessário para o compressor de ar condicionado.

Modo Cruzeiro - O veículo rodando com a uma velocidade constante, acima de 80 quilômetros por a hora, por longos períodos de tempo.

Modo Cooling Médio - Veículo em torno da cidade, ou movendo-se sobre colinas, e em na auto-estrada.

Modo Cooling Pesado - O veículo está totalmente carregado e precisa de todo o arrefecimento, isto pode ocorrer quando o veículo está puxando carga máxima permitida.

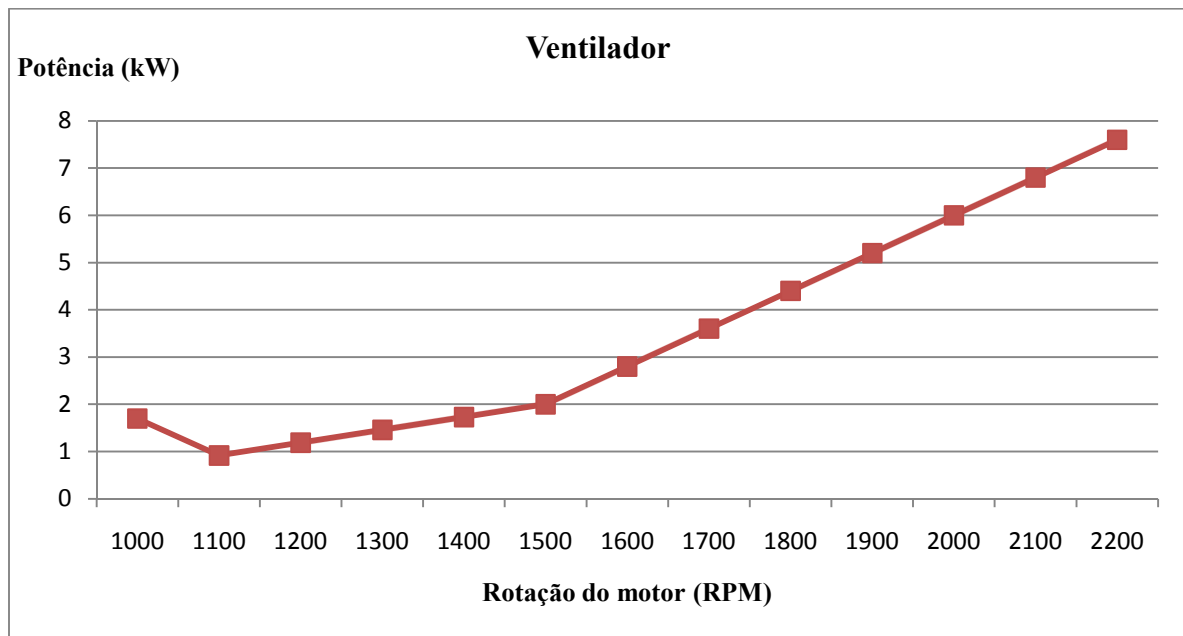


Figura 6.4 - Potência consumida pelo ventilador

Os dados do ventilador utilizado são baseados nos dados de desempenho fornecido pelo fabricante Borg Warner (Anexo A.2), considerando o máximo fluxo de ar. Os dados foram interpolados para se obter a desempenho em outras rotações, conforme mostrado na figura 6.5.

6.2.3 Compressor de ar condicionado

A temperatura e a umidade dentro da cabine do motorista são controladas pelo sistema de climatização. A maior parte de energia consumida no sistema de climatização é o Compressor de Ar Condicionado. O compressor de A/C é usado para aumentar a pressão do refrigerante.

Os dados da potência consumida pelo compressor de ar em função da rotação do mesmo foram adquiridos com o fabricante Denso.

Aplicando a relação de rotação do acessório para rotação do motor (1,44) tem-se o seguinte gráfico, conforme mostrado na figura 6.6:

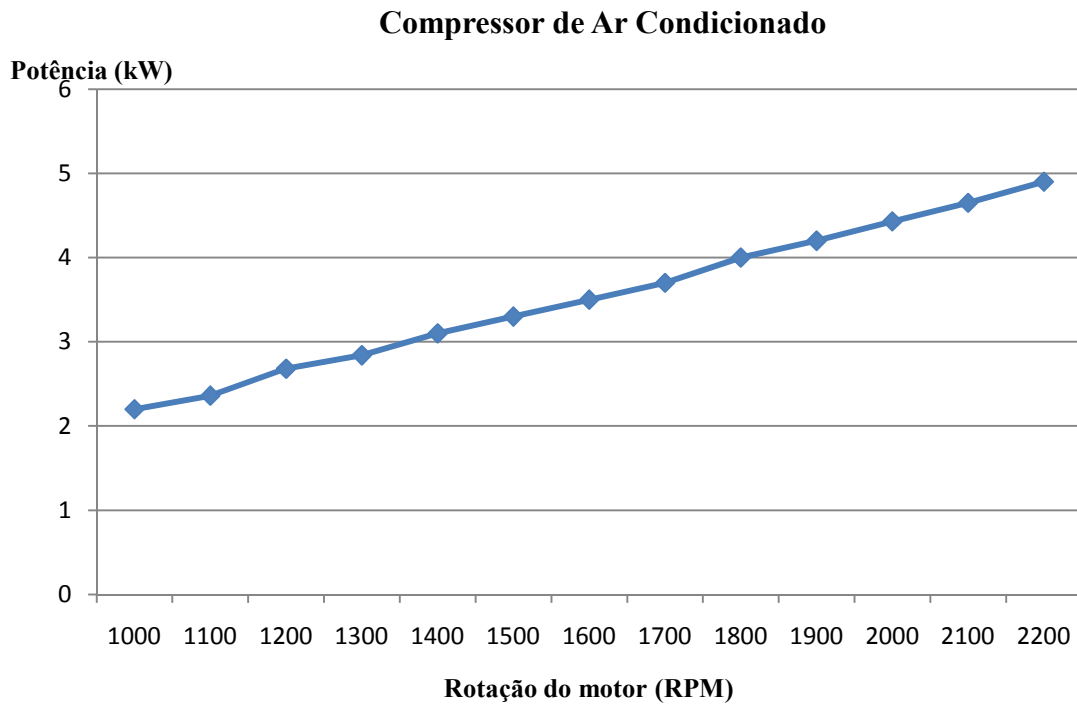


Figura 6.6 - Potência consumida pelo compressor de ar condicionado

6.2.4 Compressor de ar – Freio

Nos veículos pesados, o ar comprimido é usado para acionar os freios pneumáticos e várias válvulas pneumáticas. O ar é comprimido com um compressor de pistão, que é impulsionado pela motor através de uma transmissão via engrenagens.

O ar comprimido é armazenado em tanques montados em o chassi do veículo. Quando cheios, a pressão no interior dos tanques é de aproximadamente oito até dez bar.

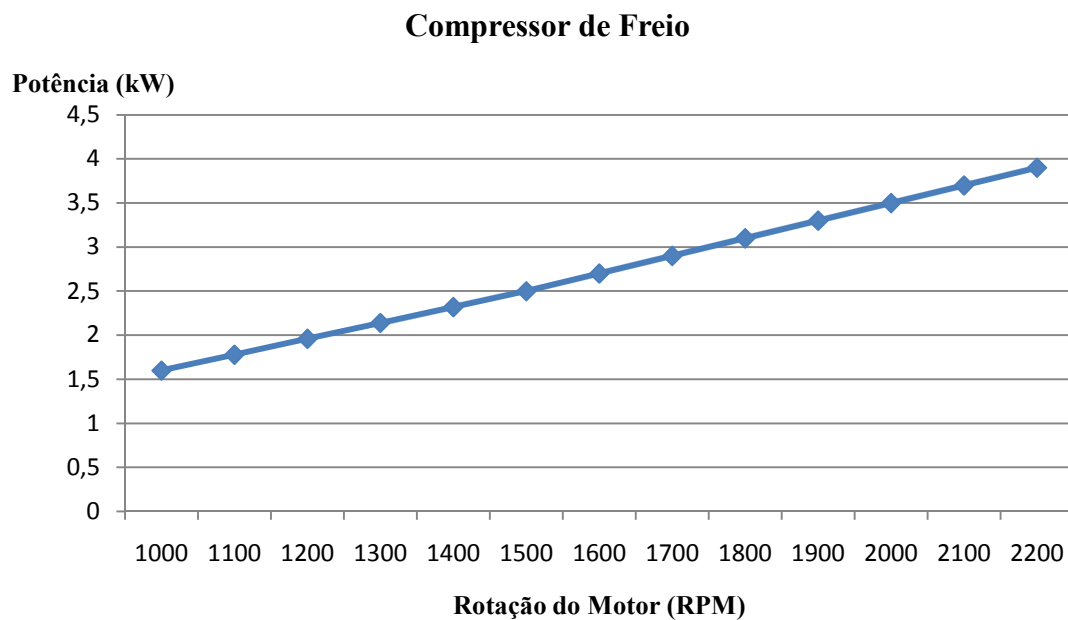


Figura 6.7 - Potência consumida pelo compressor de freio

No modelo de simulação, é adotado uma curva de consumo de potência baseado na verificação em bancada da potência, conforme figura 6.7, levando em consideração a utilização em plena carga, isso é, 100% da capacidade máxima disponível pelo compressor de ar de freio.

7. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados da simulação. Os resultados têm como base o consumo específico do motor em função do torque e da rotação do mesmo.

São mostrados os resultados da influência de cada acessório em relação ao motor sem acessório. E no final tem-se a influência de todos acessórios estudados.

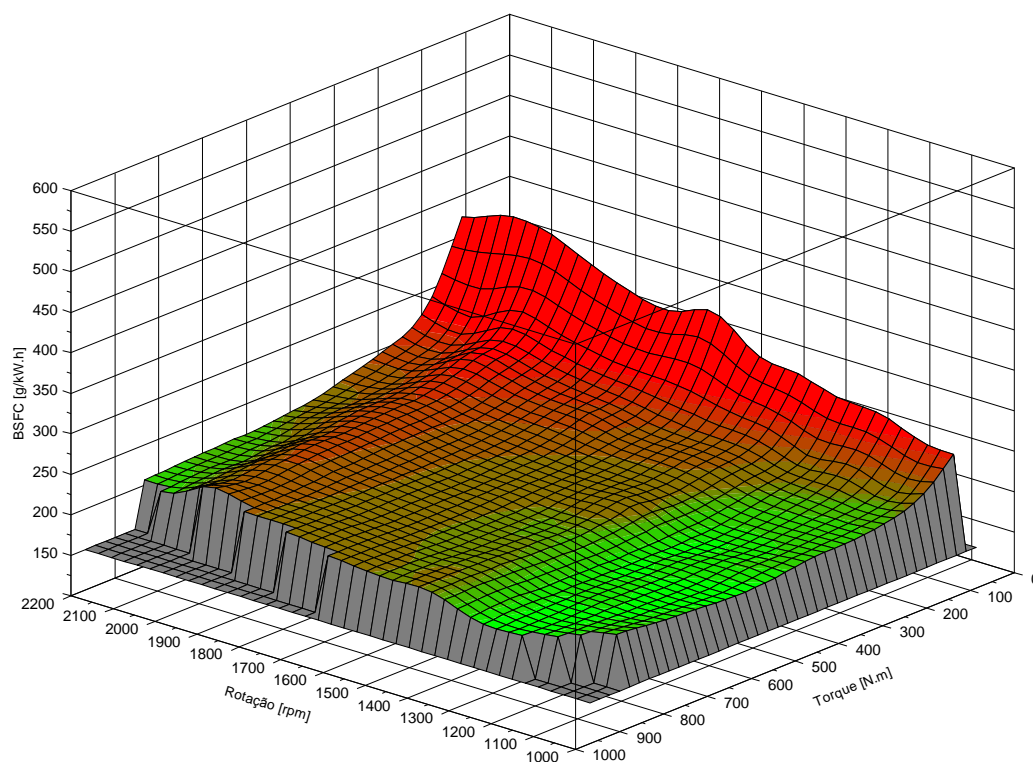


Figura 7.1 - Isoconsumo do motor sem acessórios

Na figura 7.1 verifica-se o consumo específico para o motor sem considerar a utilização dos acessórios. A região em cor verde apresenta menores valores de consumo específico que o encontrado na região vermelha. Pode-se notar que a região onde há o valor de torque mais baixo um acréscimo no consumo específico por se tratar de uma região onde o rendimento do motor é baixo em função do combustível utilizado.

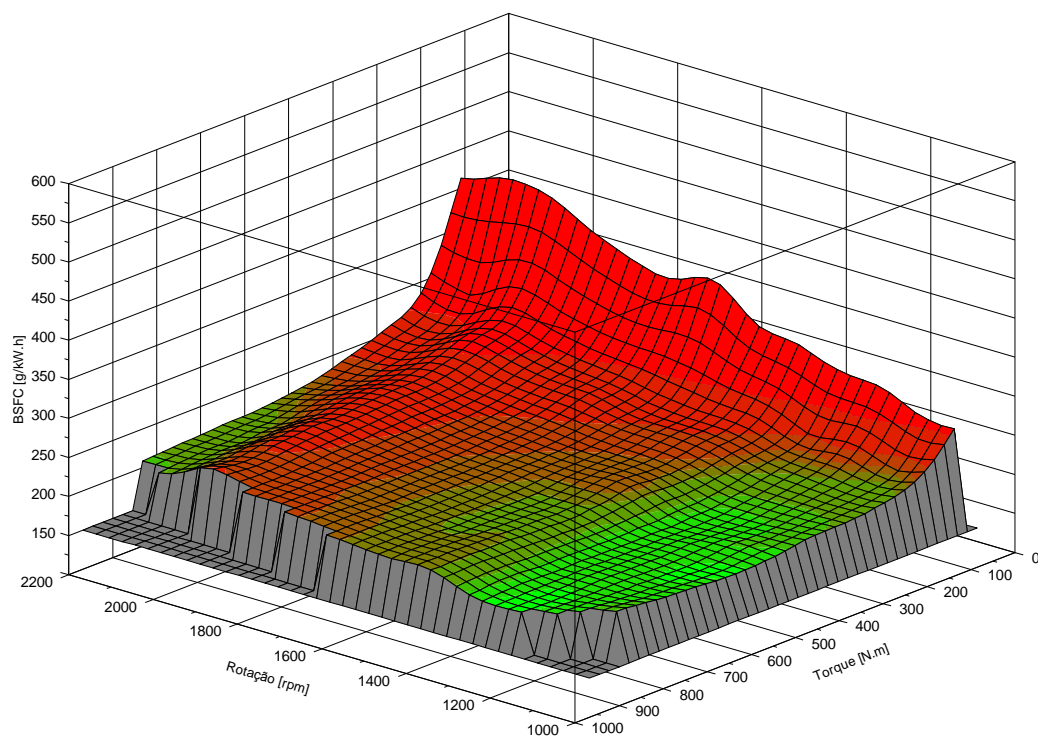


Figura 7.2 - Isoconsumo do motor somente com alternador

Na figura 7.2 foi executada a simulação considerando somente a utilização do alternador como acessório em funcionamento.

Nota-se um acréscimo proporcional em quase toda extensão do mapa. A distribuição se mantém semelhante ao formato do consumo específico sem acessórios.

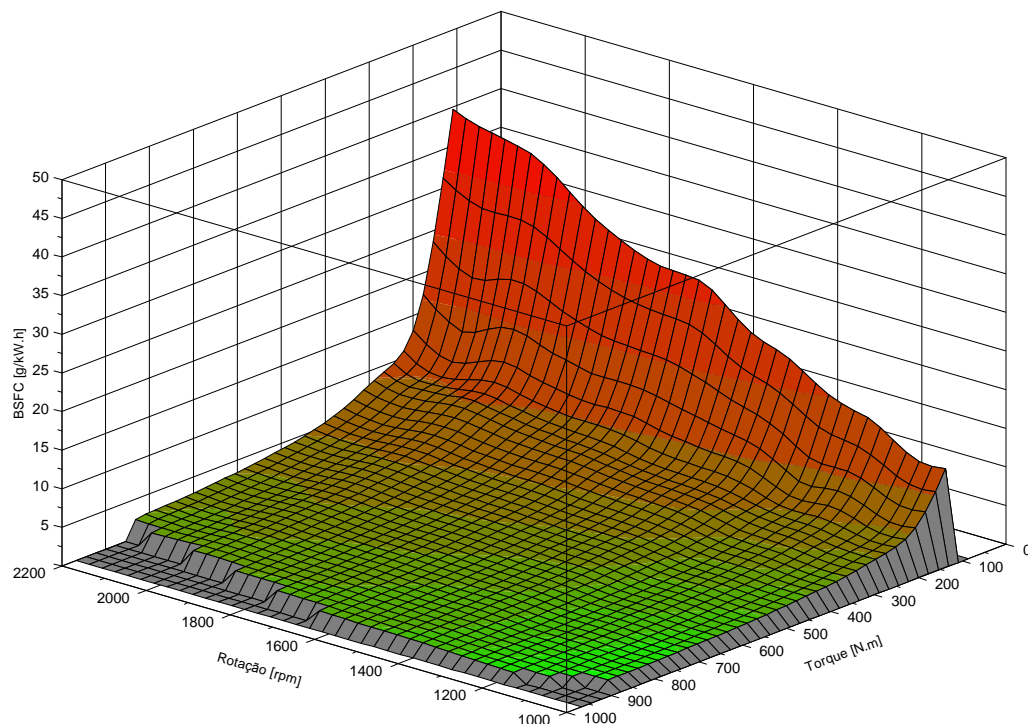


Figura 7.3 - Isoconsumo entre a diferença do motor com alternador e o motor sem acessório

Na figura 7.3, observa-se um gráfico que ilustra a diferença do motor com a adição do acessório alternador e o motor sem acessório.

Nota-se que há um aumento gradual do consumo específico em relação a rotação, porém este aumento é mais evidente quando se trata em baixo torque. Esse aumento é influenciado pela variação de potência consumida do alternador, que varia em função da rotação do motor. Quanto maior a rotação maior será a potência consumida pelo alternador conforme visto anteriormente. Houve um aumento médio de 3g/kW.h, na região compreendida entre 200 a 1000 N.m. Foi selecionada essa faixa por se tratar da faixa de trabalho no ciclo de utilização do veículo. É constatado que o aumento foi de 0,54% em relação o consumo sem acessório.

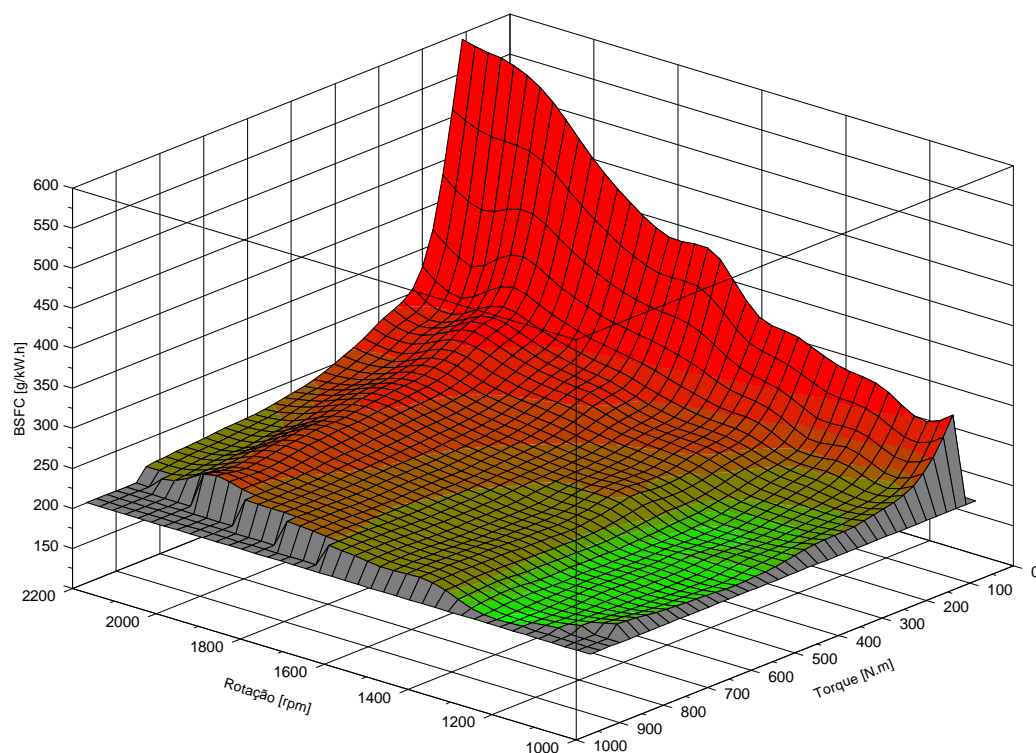


Figura 7.4 - Isoconsumo do motor somente com ventilador

Na figura 7.4 foi executada a simulação considerando somente a utilização do ventilador como acessório em funcionamento.

Nota-se um acréscimo desproporcional em quase toda extensão do mapa, com algumas regiões como a faixa verde sofrendo pouca influência do ventilador, justamente por ser uma faixa onde se tem um baixo consumo de potência desse acessório.

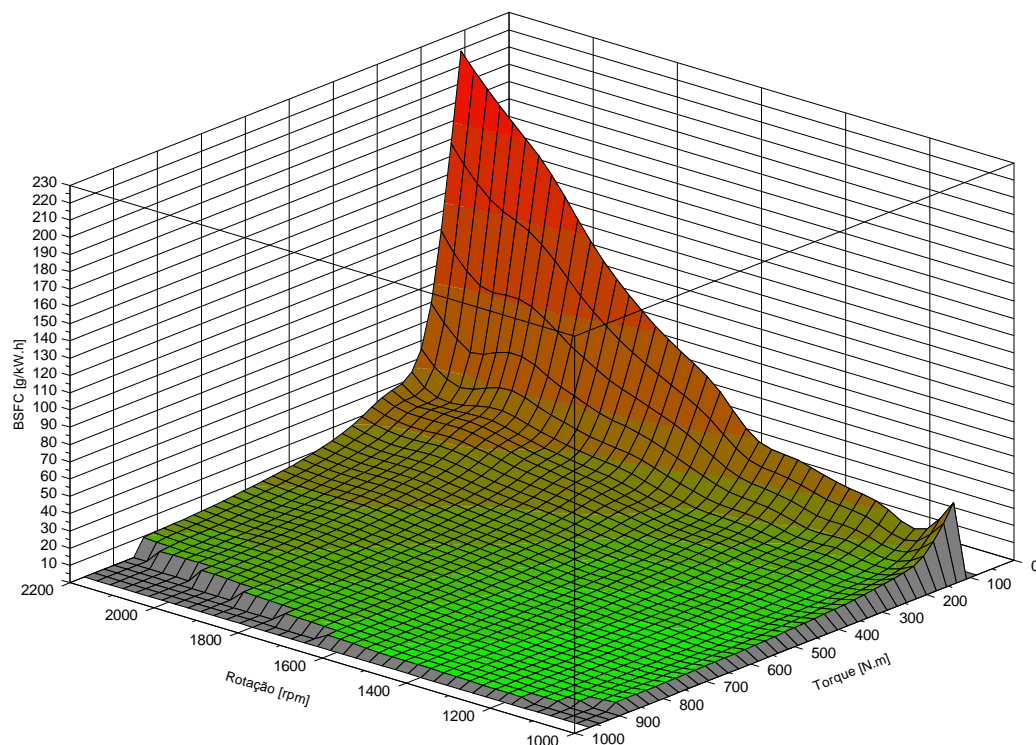


Figura 7.5 - Isoconsumo entre a diferença do motor com ventilador e o motor sem acessório

Na figura 7.5 é observa-se um gráfico obtendo-se a diferença do motor com a adição do acessório ventilador e o motor sem acessório. Nota-se que consumo específico mantém-se com um aumento quase constante. O pico em vermelho mostra um aumento significativo porém não influencia no valor total pois a área dessa região é significativamente pequena em relação à região em verde. Houve um aumento médio de 14g/kW.h, o que representa 6,3% de aumento em relação o consumo sem acessório.

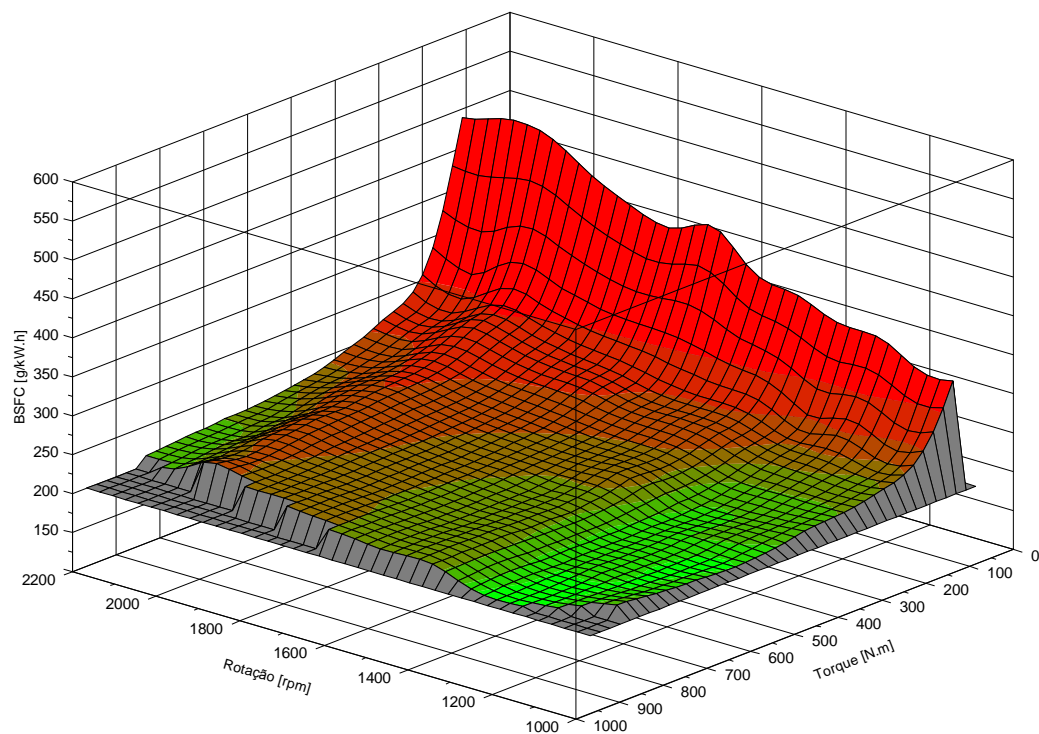


Figura 7.6 - Isoconsumo do motor com compressor de ar condicionado

Na figura 7.6 foi executada a simulação considerando somente a utilização do compressor de ar condicionado como acessório em funcionamento.

Nota-se um comportamento semelhante ao encontrado no ventilador, na maior parte das regiões do gráfico.

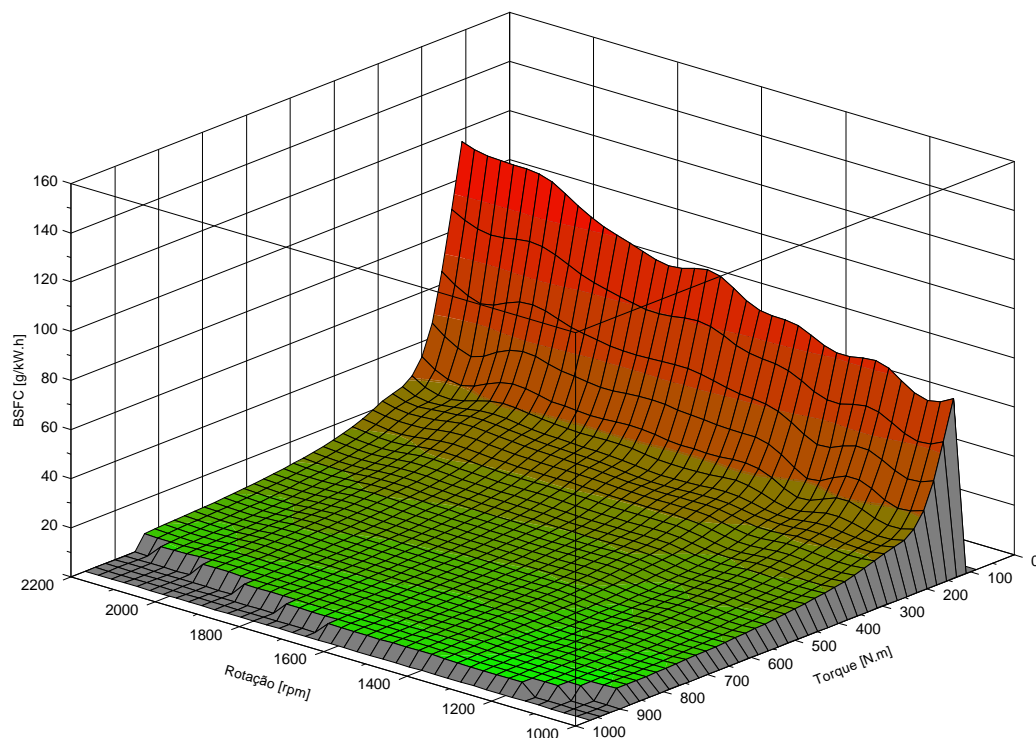


Figura 7.7 - Isoconsumo entre a diferença do motor com compressor de ar condicionado e o motor sem acessório

Na figura 7.7 é observa-se um gráfico obtendo-se a diferença do motor com a adição do acessório compressor de ar condicionado e o motor sem acessório.

Nota-se que consumo específico mantém-se com um aumento quase constante. Houve um aumento médio de 12g/kW.h, o que representa 5,44% de aumento em relação o consumo sem acessório.

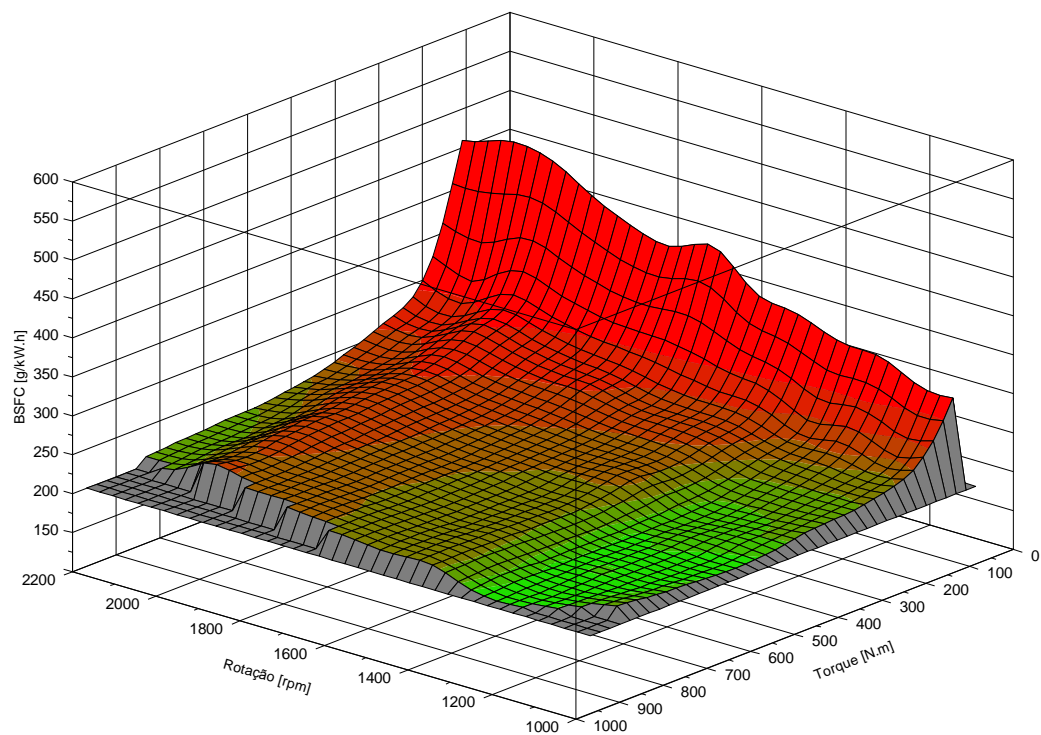


Figura 7.8 - Isoconsumo do motor com compressor de ar para freio

Na figura 7.8 foi executada a simulação considerando somente a utilização do compressor de ar para freio como acessório em funcionamento.

Nota-se um comportamento semelhante ao encontrado no compressor de ar condicionado.

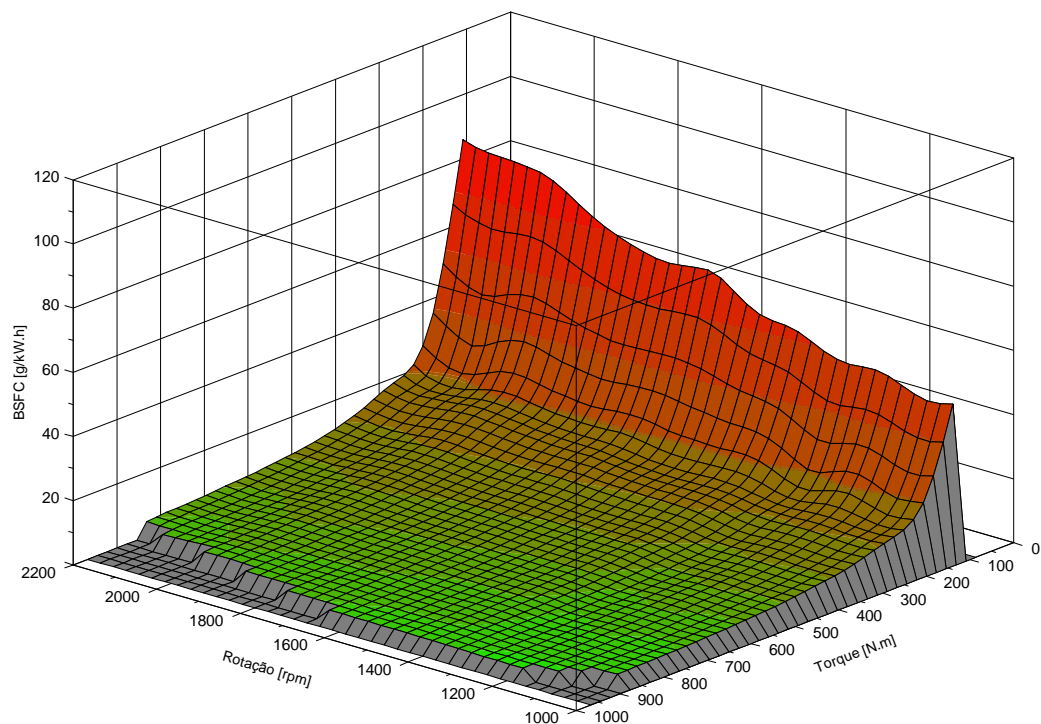


Figura 7.9 - Isoconsumo entre a diferença do motor com compressor de ar freio e o motor sem acessório

Na figura 7.9 observa-se um gráfico ilustrando diferença do motor com a adição do acessório compressor de ar para freio e o motor sem acessório.

Nota-se que consumo específico mantém-se com um aumento quase constante. Houve um aumento médio de 10g/kW.h, o que representa 4,5% de aumento em relação o consumo sem acessório.

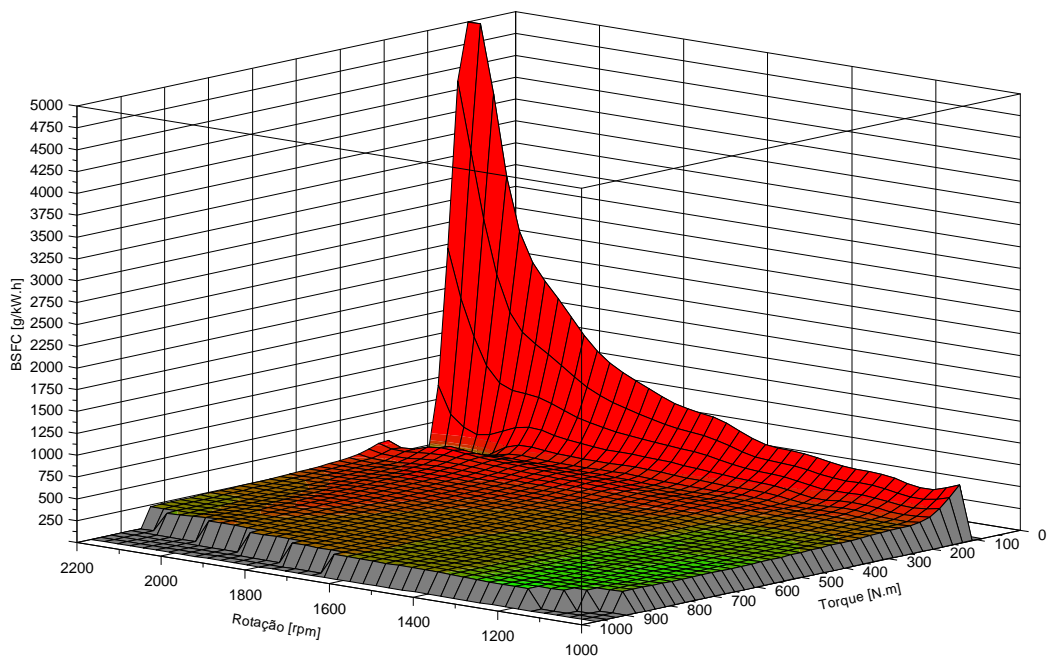


Figura 7.10 - Isoconsumo do motor com todos acessórios

Na figura 7.10 verifica-se o consumo específico para o motor considerando a utilização de todos os acessórios em funcionamento.

A região em cor verde apresenta um consumo específico menor que o encontrado na região vermelha. Pode-se notar que a região onde há o valor de torque mais baixo um acréscimo no consumo específico por se tratar de uma região onde o rendimento do motor é baixo em função do combustível utilizado.

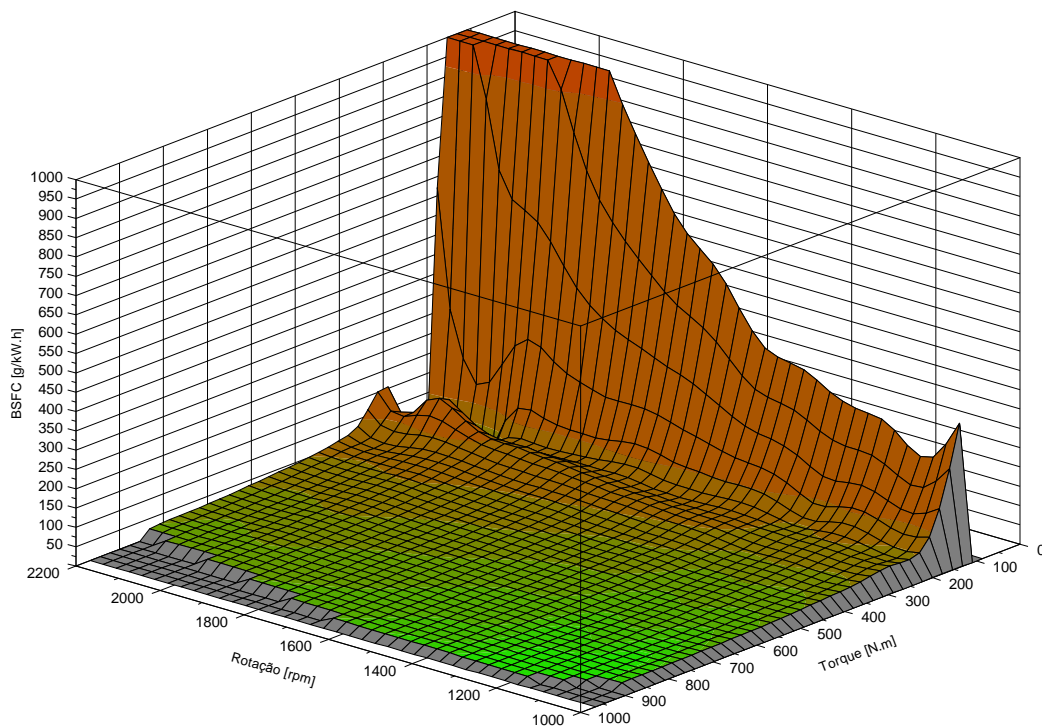


Figura 7.11 - Isoconsumo entre a diferença do motor com todos acessórios e o motor sem acessório

Na figura 7.11 observa-se o gráfico obtendo-se a diferença do motor com todos acessórios e o motor sem acessório.

Nota-se que consumo específico mantém-se com um aumento quase constante entre as regiões de 500 até 100 N.m. Houve um aumento médio de 50g/kW.h, o que representa 22% de aumento em relação o consumo sem acessório.

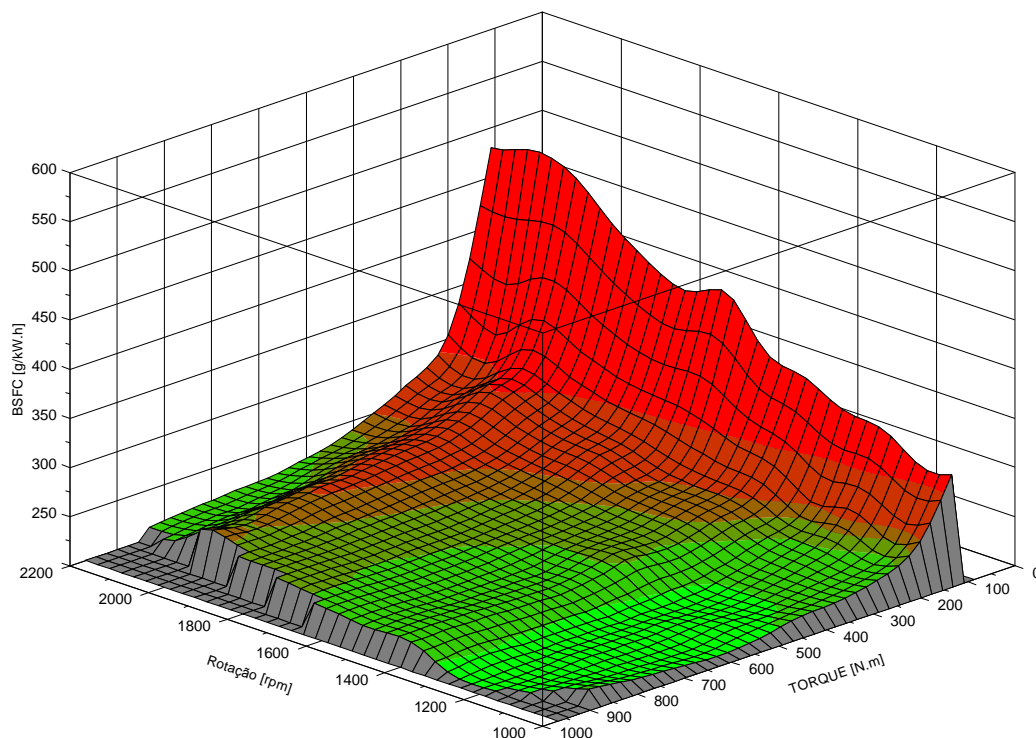


Figura 7.12 - Isoconsumo com 25% de carga dos acessórios.

Na figura 7.12 foi executada a simulação considerando a utilização de todos os acessórios com 25% de sua carga em funcionamento.

Nota-se um comportamento semelhante ao encontrado com a utilização do compressor de ar em 100% de carga. Com um aumento médio de 12,5g/kW.h no consumo específico de combustível. O que representa 5,7% de aumento em relação o consumo sem acessório.

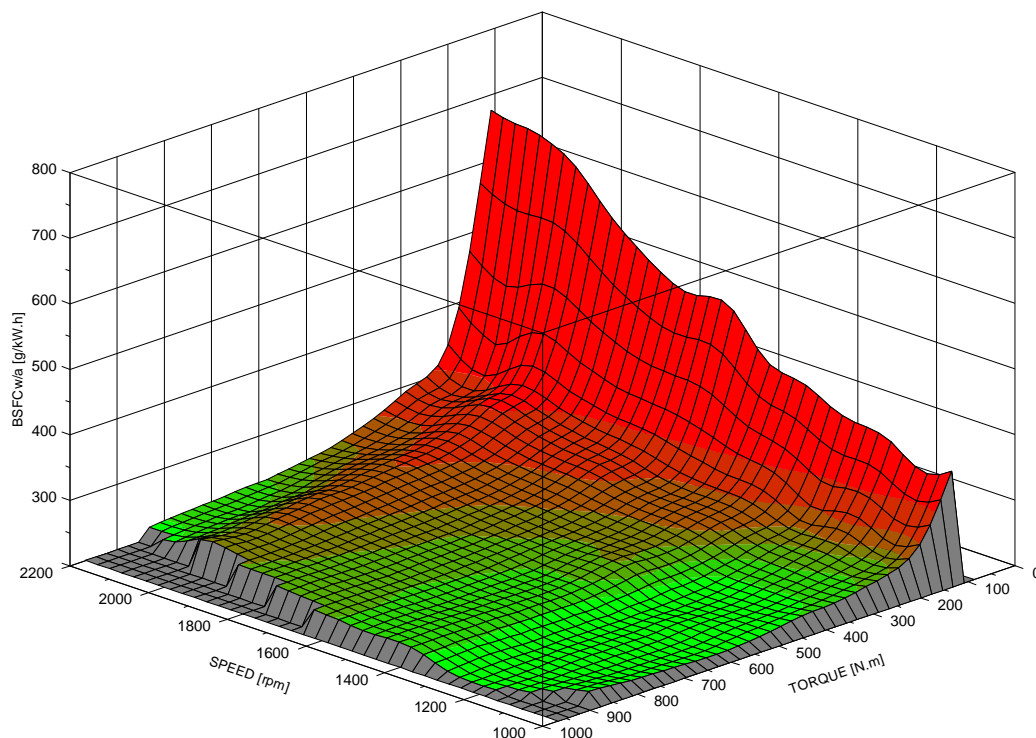


Figura 7.13 - Isoconsumo com 50% de carga dos acessórios.

Na figura 7.13 foi executada a simulação considerando a utilização de todos os acessórios com 50% de sua carga em funcionamento.

Nota-se um acréscimo mais evidente na região vermelha, porém a região de melhor consumo específico mostra-se um formato semelhante ao encontrado na figura 7.12 com 25% de carga dos acessórios. Com um aumento médio de 25g/kW.h no consumo específico de combustível. O que representa 11,3% de aumento em relação o consumo sem acessório.

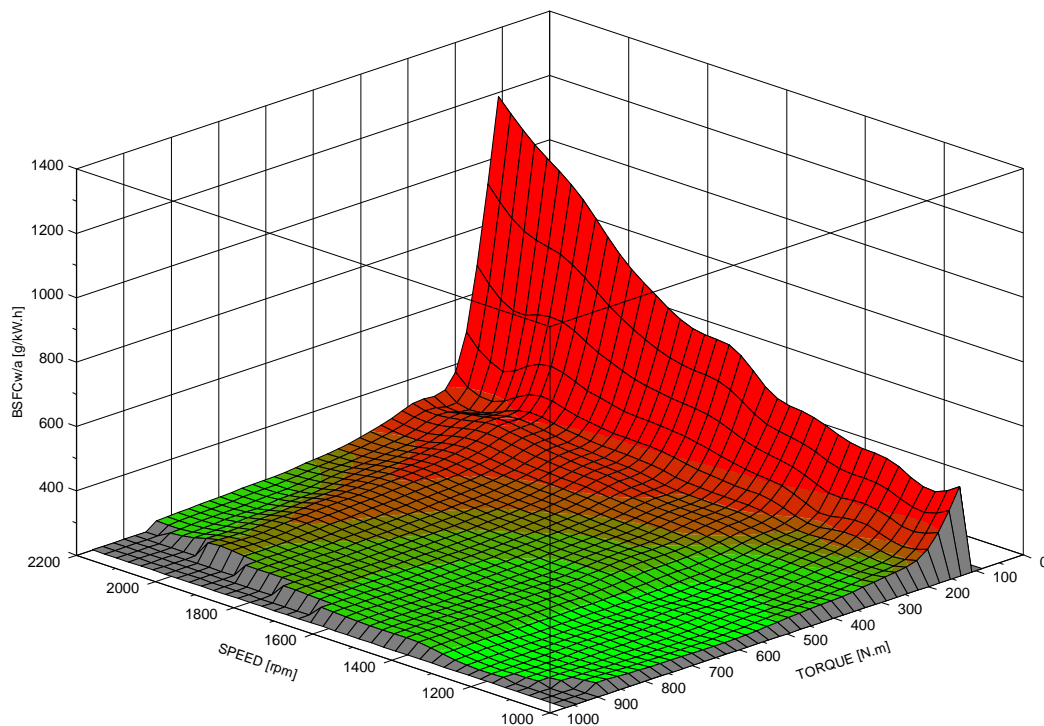


Figura 7.14 - Isoconsumo com 75% de carga dos acessórios.

Na figura 7.14 foi executada a simulação considerando a utilização de todos os acessórios com 75% de sua carga em funcionamento.

Pode ser verificado que mesmo variando-se a carga dos acessórios o formato do gráfico se mantém semelhante aos vistos anteriormente, somente variando o seu valor de consumo específico. Com um aumento médio de 37,5g/kW.h no consumo específico de combustível. O que representa 17% de aumento em relação o consumo sem acessório.

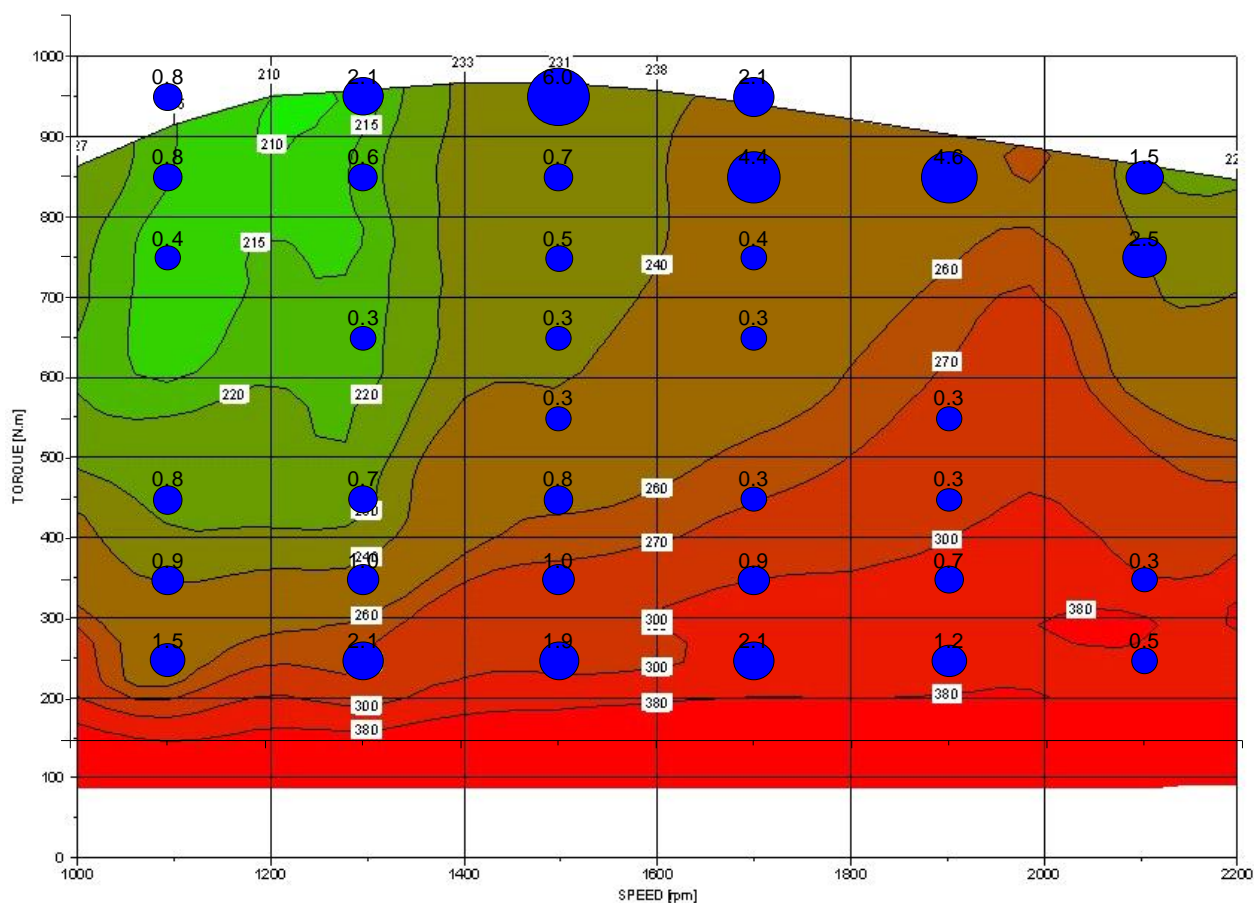


Figura 7.15 - Isoconsumo com a distribuição dos pontos do ciclo transiente

A Figura 7.15 representa o gráfico de Isoconsumo (torque x velocidade x consumo específico de combustível) do motor com todos acessórios com 100% de carga, porém, com adição de pontos azuis que representam uma distribuição de tempo (minutos) em um ciclo transiente de um veículo em uma determinada rota. Pode-se notar que a utilização do veículo no ciclo se mantém sempre acima de 200 N.m de torque, assim sendo os cálculos anteriores do aumento médio de consumo, levam em conta essa consideração da utilização do veículo.

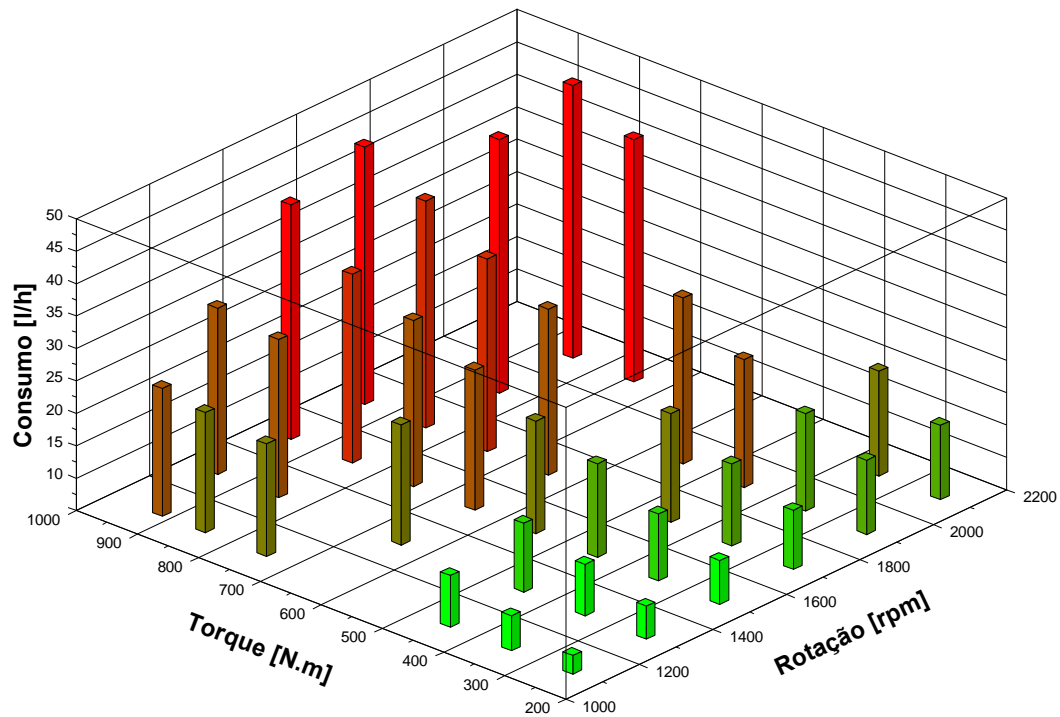


Figura 7.16 - Gráfico do consumo de combustível (litros/hora) na rota em função do torque e rotação do motor

Na figura 7.16 mostra-se a distribuição do consumo combustível em litros por hora do motor para cada faixa de utilização de torque em função da rotação, utilizando como dados os valores da figura 7.15.

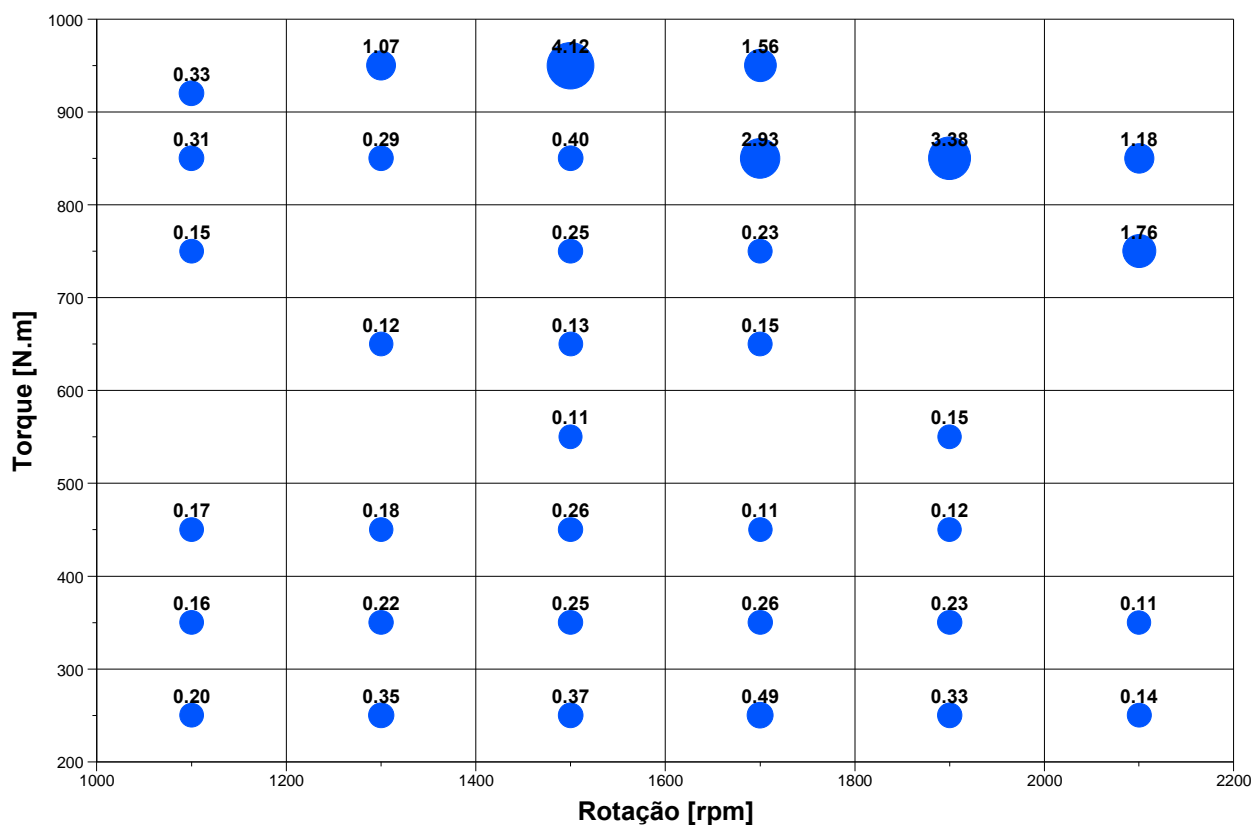


Figura 7.17 - Quantidade de combustível (litros) na rota em função do torque e rotação do motor

Na figura 7.17 tem-se a quantidade de combustível em litros gastos no ciclo transiente de um veículo em uma determinada rota.

Pode-se esperar que o consumo médio dos acessórios no veículo seja inferior ao encontrado durante a simulação. Visto que além do veículo não trabalhar na região de consumo mais alto, o ciclo de funcionamento dos acessórios não será plena carga 100% do tempo como o realizado na simulação.

8. CONCLUSÕES

O modelo do motor mostrou valores bem representativos em relação a um motor testado em dinamômetro. Assim sendo as simulações com os acessórios têm um nível de confiança alto, podendo representar fielmente a influência dos acessórios nos resultados obtidos.

Os valores obtidos mostrados no capítulo anterior demonstram que o consumo específico de combustível do motor depende da utilização do acessório. E que o consumo total é reflexo da soma individual de cada acessório. A utilização dos acessórios em cargas parciais apresentam um acréscimo gradual do consumo específico de combustível quando do aumento das cargas.

Porém na região de baixo torque, pode-se verificar que há um aumento exponencial no consumo, principalmente quando do uso de todos acessórios. Por ser uma região que não é muito explorada nos ensaios de dinamômetro, talvez pelo fato de não se obter medidas precisas nessa regiões, sua calibração pode não ser tão refinada.

Estimando-se o uso dos acessórios no veículo, com uma utilização média dos acessórios, o valor de 22% encontrado na simulação de “steady state” do motor, poderá ser reduzido por volta de 7%. Isso devido ao fato de nem todos acessórios estarem funcionando em todo o tempo e também a variação carga durante o ciclo medido .

Através desse estudo pode-se verificar que quando da escolha de um acessórios o parâmetro potência consumida do mesmo deve ser verificado, pois influenciará futuramente no consumo de combustível. Além disso este estudo mostrou que pode-se realizar simulações evitando-se assim o uso de dinamômetros, o que significa redução dos recursos da empresa em relação a custos e tempo.

A busca por acessórios que possuam componentes internos com menor atrito interno para que se tenha um valor de potência deve ser um caminho para os fornecedores dos acessórios e requisito para fabricantes de veículo.

9. SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

A simulação realizada estima o consumo de combustível originado pela utilização dos acessórios. De modo a se aprimorar a precisão na estimativa, já que como premissa inicial foi considerado 100% de carga para os acessórios, recomenda-se que seja realizadas medições no veículo a fim de se mapear o comportamento real dos acessórios numa determinada rota, para assim se obter resultados que reflitam o consumo médio dos acessórios.

Uma proposta de controle e previsão das influências futuras dos acessórios pode gerar benefícios no consumo de combustível. O controle eletrônico agindo na utilização de um ventilador, por exemplo, gerará uma maior eficiência combinado com um sistema de arrefecimento que seja projetado de maneira a garantir a correta utilização do mesmo.

10. REFERÊNCIAS

ASSANIS, D. N., AND HEYWOOD, J. B., "Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies", SAE Paper No. 860329, 1986.

BASSHUYSEN, R., AND SCHÄFER, F., "Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives", SAE International, 2004

BENSON, R. S., AND WHITEHOUSE, N. D., "Internal Combustion Engines", Pergamon Press, 1979.

BOS, M., "Validation Gt-Power Model Cyclops Heavy Duty Diesel Engine", Master's thesis, Technical University of Eindhoven, 2007

CHEN, S.K., AND FLYNN, P.F., "Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine," SAE Paper 650733.

DOBNER, D. J., "Dynamic Engine Models for Control Development. Part 1. Nonlinear and Linear Formulation", IM. J. of Vehicle Design, Technological Advances in Vehicle Design Series, SP4, Application of Control Theory in the Automotive Industry, 1982, pp. 54-74.

FLOWER, J. O., AND GUPTA, R. K., "Optimal Control Consideration of Diesel Engine Discrete Models," Int. J. Control, Vol. 19, No. 6, 1974, p. 1057-1068.

Gamma Inc. Gt-Power Users Manual, volume 61. Gamma Technologies, 2004.

GISSINGER, G. L., RENARD, R., AND HASSENFORDER, M., "Model Based Design and Control of Diesel Engines", SAE Paper No. 890568, 1989.

HADDAD, S., AND WATSON, N., "Principles and Performance in Diesel Engineering", Wiley, New York, 1984.

HEYWOOD, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.

HORLOCK, J. H., AND WINTERBONE, D. E., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Volume II", Clarendon Press, 1986.

JENSEN, J.-P., KRISTENSEN, A. F., SERENSON, S. C, HOUBAK, N., AND HENDRICKS, E., "Mean Value Modeling of a small Turbocharged Diesel Engine," SAE Paper No. 910070, 1991.

KAO, M., AND MOSKWA, J. J., "Turbocharger Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation," ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, Mar., 1995.

KULAKOV, V., "Modeling of Diesel Engine Operation", SAE Paper N°911790

LEDGER, J. D., AND WALMSLEY, S., "Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operation under Transient Load Conditions," SAE Paper No.710177, 1971.

MALEEY, V. L." Internal Combustion Engines: Theory and Design", 2ed. New York, McGraw-Hill, 1977, 636p.

MANSOURI, S. H., AND HEYWOOD, J. B., "Correlation for the Viscosity and Prandtl Number of Hydrocarbon-Air Combustion Products," Combustion Science and Technology, Vol. 23, 1980, pp. 251-256.

MOSKWA, J. J., AND HEDRICK, J. K., "Modeling and Validation of Automotive Engines for Control Algorithm Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, June, 1992.

PETTERSON, N., "Modelling and Control of Auxiliary Loads in Heavy Vehicles" Master's thesis, Royal Institute of Technology (KTH) Stockholm Sweden, 2004

S.K.CHEN., "Development of a single cylinder compression ignition research engine".

Society for Automotive Engineers. "Information Relating to Duty Cycles and Average Power Requirements of Truck and Bus Engine Accessories", SAE J1343, Agosto 2000

STONE, R. , "Introduction to Internal Combustion Engines", SAE International, 1999

STREIT, E. E., AND BORMAN, G. L., "Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine" SAE Paper No. 710176, 1971.

SURAMPUDI, B., "Optimum Control of Hydrostatic Powertrain in the Presence of Accessory Loads", SAE Paper No. 2002-01-1417

T. HENDRICKS AND M. O'KEEFE, "Heavy Vehicle Auxiliary Load Electrification for the Essential Power System Program: Benefits, Tradeoffs, and Remaining Challenges", SAE Paper 2002-01-3135, 2002.

T. SANDBERG. "Heavy truck modeling for fuel consumption simulation and measurements", Licentiate thesis, Linköping University, 2001.

WATSON, N., "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Simulator for Electronic Control System Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, Vol. 106, March, 1984.

WONG, J.Y., "Theory of Ground Vehicles", Wiley-Interscience, 2001

11. ANEXOS

A.1 Introdução ao modelo no GT-Power

Em termos gerais, um modelo é criado usando dois tipos de discretização.

Em primeiro lugar, o sistema motor completo é agrupado com os componentes em geral. Estes componentes consistem filtros de ar, válvulas, tubulações, válvulas, injetores de combustível, ressonadores, conversores catalíticos, câmaras de combustão, e, se aplicável turbo / intercoolers.

O segundo aspecto é que cada componente é separado em vários volumes de controle. Cada volume de controle é delimitada por um outro volume de controle ou na parede.

Por discretizar o sistema em pequenos volumes, as propriedades do fluido em volume podem ser consideradas como constante.

GT-Power é um programa orientado com objeto a uma interface lógica. Para criar um modelo, os componentes são colocados em uma planilha. Componentes estão ligados através de linhas para definição do fluxo.

Este processo é semelhante à criação de um diagrama de blocos ou modelo Simulink. Vários parâmetros devem ser inseridos em cada componente especificamente para refletir a física do motor.

Além das propriedades físicas do motor, um modelo de combustão deve ser adicionado. A dinâmica do fluxo criado para abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape são complexas. Por isso, é difícil de reproduzir a intrincada mistura dos combustível através de um modelo simples.

Embora seja possível criar um modelo de combustão que realmente capta todos os movimentos fluidos, o modelo tomaria um tempo maior para convergir uma solução. Muito tempo de convergência é desfavorável para um modelo de combustão. Usando um modelo de combustão se reduz o tempo de simulação e os cálculos dos fluidos no movimento do pistão. Por isso usamos o modelo de combustão para motores Diesel disponível no Gt-Power.

O desempenho de motor pode ser estudado mediante a análise de fluxos de massa e energia entre os diversos componentes do motor e as transferências de calor e de trabalho dentro de cada componente.

Simulação de 1-D envolve a solução das equações de conservação, de massa, de energia e dinâmica, no sentido do fluxo médio.

A taxa de variação de massa dentro de um subsistema que é igual à soma de \dot{m}_i e \dot{m}_e dos sistemas $\frac{dm}{dt}$:

$$\dot{m}_{sub} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (A.1)$$

onde o subscrito i representa entrada e e saída. No Fluxo 1-D, a taxa de fluxo de massa \dot{m} é definido :

$$\dot{m} = \rho.A.U \quad (A.2)$$

Onde ρ é a densidade, A é a área da secção transversal ao fluxo e U a velocidade do fluido.

Conservação da energia e a taxa de variação de energia em um subsistema é igual à soma da transferência de energia do sistema. A conservação da energia pode ser escrita a partir de:

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DW}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} \quad (A.3)$$

Onde E é a energia, W o trabalho e Q o calor. Conservação da energia resulta em :

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i.H - \sum_e \dot{m}_e.H - h_g.A(T_{gas} - T_{wall}) \quad (A.4)$$

Onde e é a energia interna, H a entalpia total, h_g coeficiente de transferência de calor, T_{gas} e T_{wall} a temperatura do gás e da parede, respectivamente.

A transferência de calor a partir dos fluidos internos para a canalização e fluxo dividido nas paredes dependem do coeficiente de transferência de calor, da previsão da temperatura do fluido e da temperatura interna da parede.

O coeficiente de transferência de calor, o qual é calculado a cada passo, é uma função da velocidade dos fluidos, propriedades termo-físicas e a rugosidade superficial da parede. A

temperatura da parede interna é definida pelo usuário, conforme medidas obtidas em testes experimentais.

$$h_g = \frac{1}{2} C_f \cdot \rho \cdot U_{eff} \cdot C_p \cdot P_r^{-\frac{2}{3}} \quad (A.5)$$

Na equação acima C_f é o coeficiente de atrito, U_{eff} a velocidade efetiva fora camada limite, C_p o calor específico e Pr o número de Prandtl.

O coeficiente de atrito está relacionado com o número de Reynolds da seguinte forma :

$$R_e = \frac{\rho \cdot U_c \cdot L_c}{\eta} \quad (A.6)$$

Onde ρ é a densidade,

U_c a velocidade,

L_c o comprimento e

η a viscosidade dinâmica.

O coeficiente de atrito paredes lisas, é dado por :

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \text{ para } Re_D < 2000 \quad (A.7)$$

$$C_f = \frac{0,08}{Re_D^{0,25}} \text{ para } Re_D > 4000 \text{ com uma região de transição linear} \quad (A.8)$$

O numero de Prandtl é dado por:

$$Pr = \frac{\eta \cdot C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (A.9)$$

Onde η é a viscosidade dinâmica,

C_p o calor específico,

λ o coeficiente de condução de calor,

ν da viscosidade cinemática

a difusividade térmica.

No caso que a superfície da parede é áspera e não há o fluxo laminar, o valor do coeficiente de atrito acima é dada por Nikuradse da fórmula:

$$C_f(rough) = \frac{0,25}{\left(2 \log_{10} \left(\frac{1.D}{2.h} \right) + 1,74 \right)^2} \quad (A.10)$$

Onde D é o diâmetro da tubulação e h a altura da rugosidade. Se necessário, o atrito atribuído nos condutos que divide o fluxo pode ser usado para calcular a escala atrito.

A conservação de Momento, as pressões e forças da parede agindo sobre um sub-sistema é igual à taxa de mudança da dinâmica do sistema :

$$\frac{\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_i \dot{m}_i u + \sum_e \dot{m}_e u - 4C_f \frac{\rho u^2}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right) . A}{dx} \quad (A.11)$$

Onde u é velocidade do fluido,

C_f o coeficiente de perda de atrito,

D o diâmetro equivalente,

C_p a coeficiente de perda de pressão,

dx comprimento do elemento.

A fim de obter a correta pressão e o coeficiente de perda de atrito, o software usa a correlações empíricas da curvatura do tubo e rugosidade superficial.

O coeficiente de perda de pressão é definido por:

$$C_{pressure} = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (A.12)$$

Onde p_1 é a pressão à entrada,

p_2 é a pressão de saída,

ρ a densidade

V_1 a velocidade de entrada.

Tempo de discretização do modelo

O completo subsistema está dividido em pequenos volumes, onde um fluxo de divisão é representado por um único volume e os tubos são divididos em vários volumes.

Propriedades escalares, tais como temperatura, pressão, densidade etc. são supostos para ser uniformes para cada volume.

Melhorias de precisão podem ser consideradas ao escolher um comprimento discretização fino.

No entanto, a duração de discretização é limitada pelo tamanho do passo do tempo.

O tempo de integração das equações é explícito. Um método explícito calcula o estado de um sistema ao passo de tempo seguinte ao estado do sistema do tempo atual.

Se colocarmos $Y(t)$ no atual estado do sistema e $Y(t + dt)$ no estado, o tempo posterior (dt é um pequeno passo tempo), então o método explícito é:

$$Y(t + \Delta t) = F(Y(t)) \quad (\text{A.13})$$

O passo de tempo durante esta integração é limitada pela condição de Courant, que limita o tempo passo a ser inferior a 0,8 do tempo exigido para a propagação de pressão e fluxo em qualquer divisão do volume:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x(u + c)} \leq 0,8 \quad (\text{A.14})$$

Onde dt é o passo de tempo, dx o comprimento discretizado, u a velocidade do fluido e c a velocidade do som.

Devido à ligação entre comprimento de discretização e altura passo, um pequeno comprimento de discretização geralmente irá resultar em lenta execução do software.

Em um tubo do sistema é dividido em vários volumes, dependendo da escolha do comprimento de discretização, enquanto um fluxo divisão é representado por apenas um único volume, os volumes são conectados a outros por fronteiras.

As equações de continuidade, dinâmica e energia são resolvidas em simultâneo em uma dimensão, portanto, todos os valores em toda a área da direção do fluxo são valores calculados.

As quantidades escalares (densidade, pressão e energia) são calculadas no centro do subsistema.

O vetor quantidades (fluxo massa e frações de fluxo massa) é calculado no limites dos subsistemas. Usando pequenos passos tempo, o fluxo é alcançado pelo tempo explícito de integração das equações de continuidade, dinâmica e energia.

A.2 Dados do modelo motor



 Template: ValveCamConn Part: 			
Object: intvalve			
Comment:			
Attri...	Reference Array	Forward CD	Reverse CD
Unit			
1	0	0	0
2	0.04	0.0876	0.0876
3	0.08	0.1649	0.1649
4	0.12	0.2836	0.2836
5	0.16	0.384	0.384
6	0.2	0.4654	0.4654
7	0.24	0.5108	0.5108
8	0.28	0.5318	0.5318
9	0.32	0.541	0.541
10	0.36	0.5499	0.5499
11	0.4	0.5579	0.5579

Figura A.1 - Coeficiente de descargas das válvulas de admissão



<div> <div>  </div> <div> Template: ValveCamConn <div>Part: </div> </div> </div>			
<div> <div>Object: exhvalve</div> <div>Comment:</div> </div>			
Attri...	Reference Array	Forward CD	Reverse CD
Unit			
1	0	0	0
2	0.04	0.12328	0.12328
3	0.08	0.27428	0.27428
4	0.12	0.41186	0.41186
5	0.16	0.56495	0.56495
6	0.2	0.68916	0.68916
7	0.24	0.77771	0.77771
8	0.28	0.83489	0.83489
9	0.32	0.87902	0.87902
10	0.36	0.90986	0.90986
11	0.4	0.93043	0.93043

Figura A.2 - Coeficiente de descargas das válvulas de escape

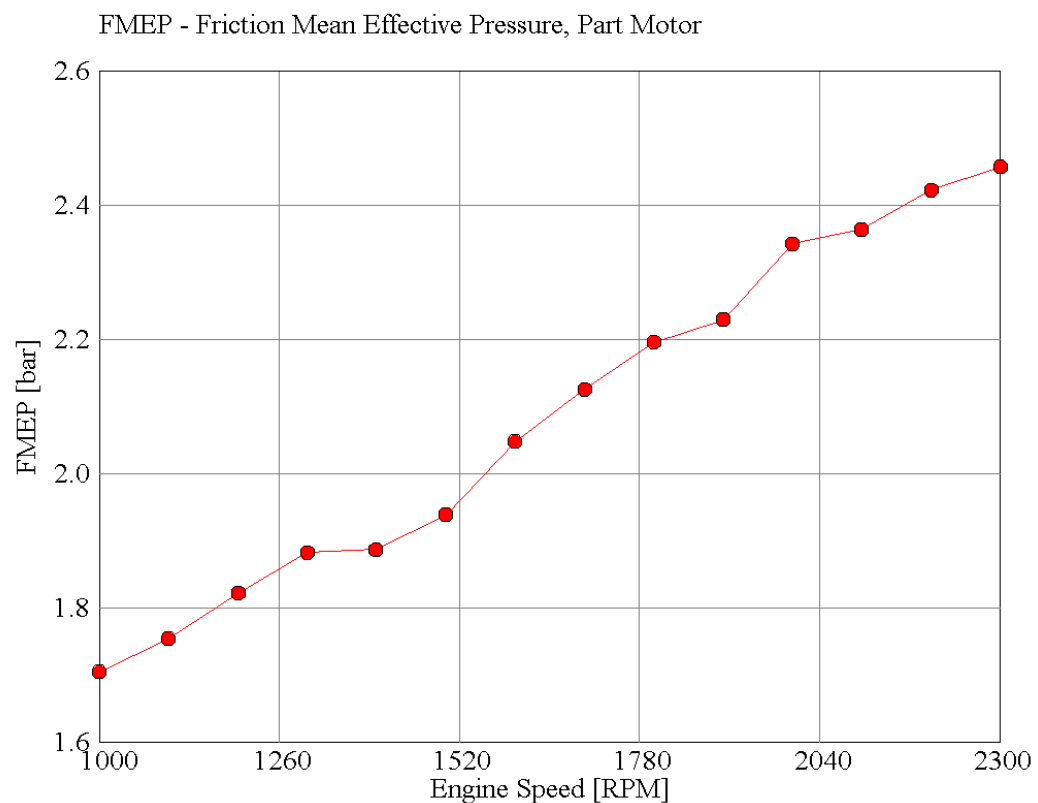


Figura A.3 - Gráfico da pressão média efetiva de atrito

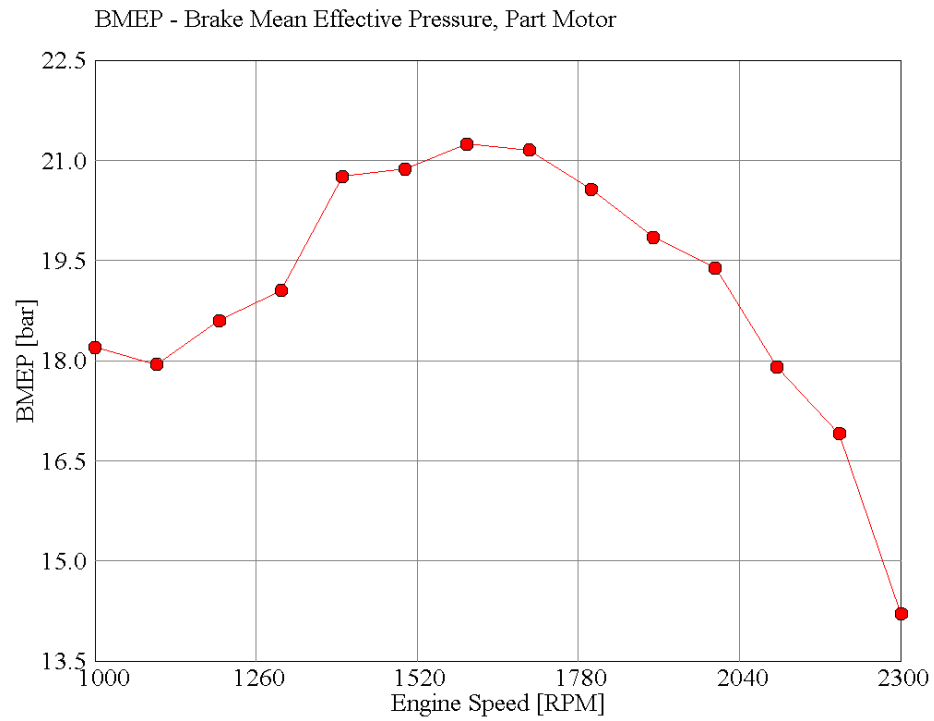


Figura A.4 - Gráfico da pressão média de arraste

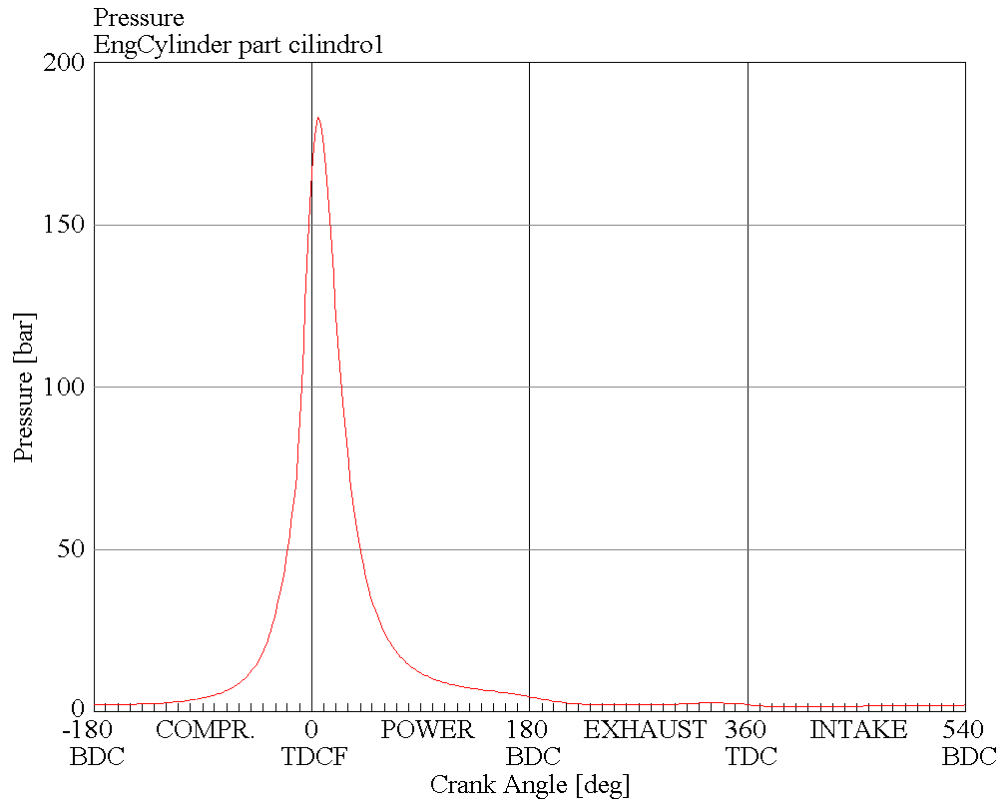


Figura A.5 - Gráfico da pressão de combustão do motor

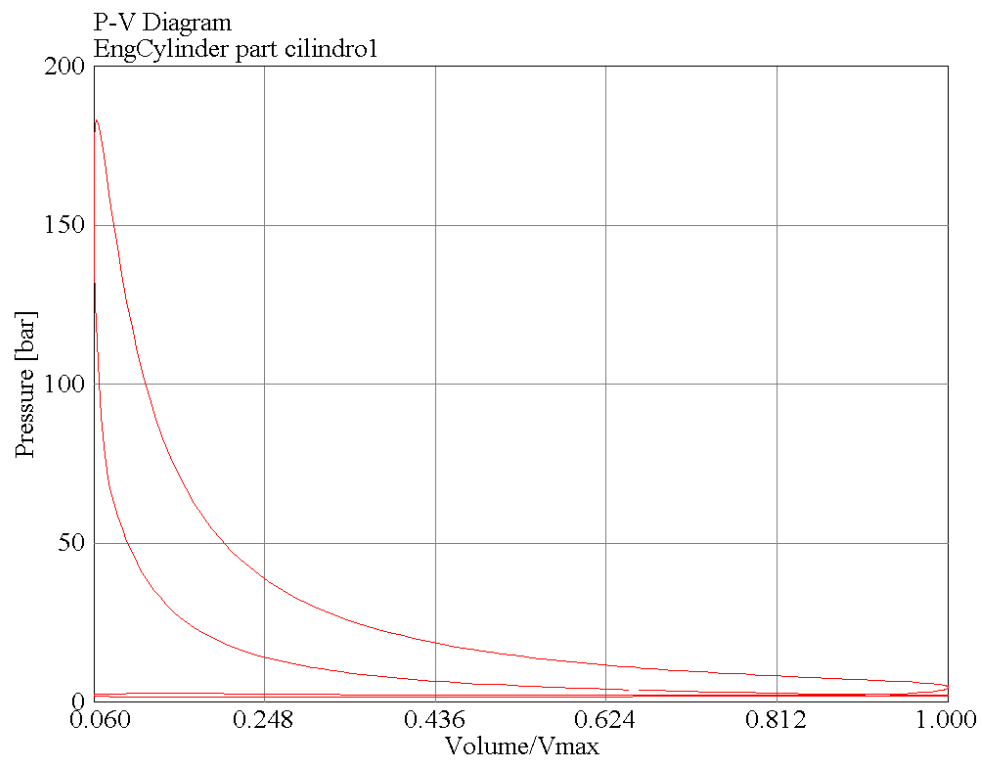


Figura A.6 - Diagrama P-V

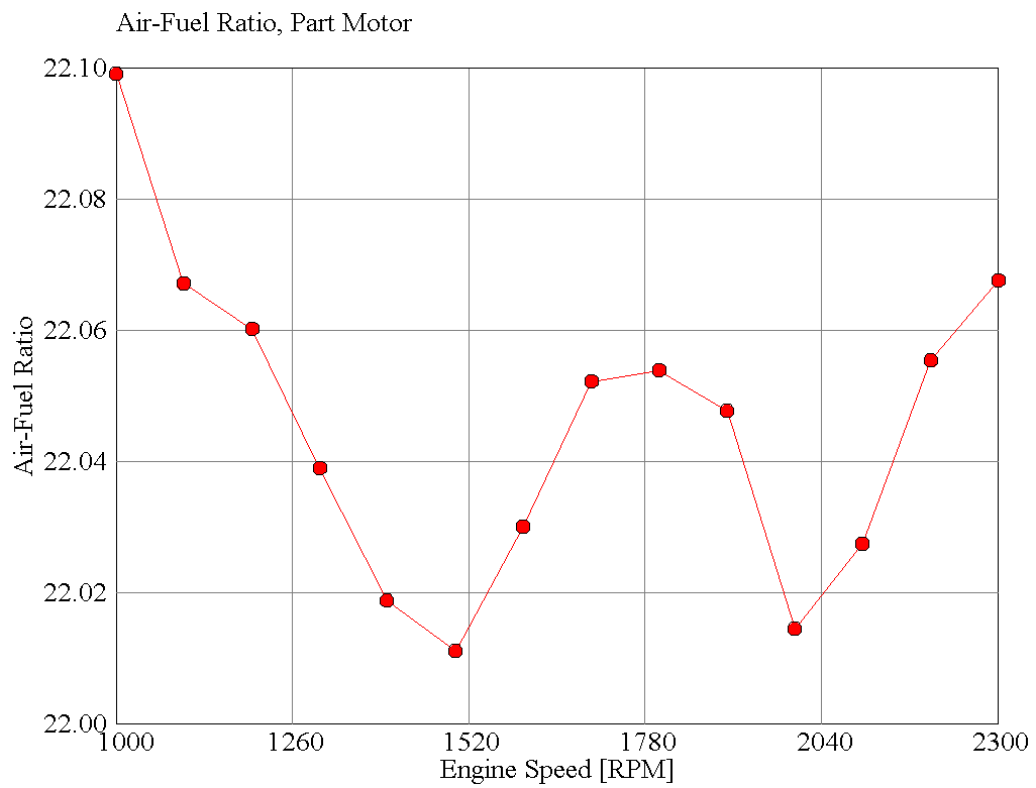


Figura A.7 - Relação ar-combustível do motor

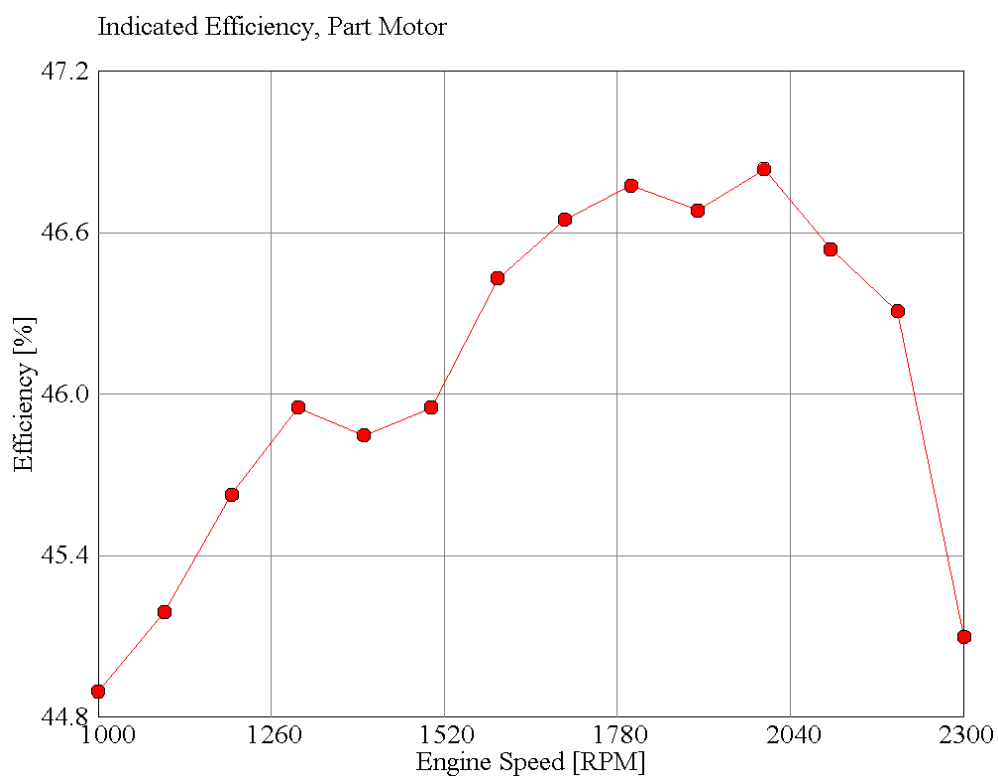


Figura A.8 - Gráfico da eficiência indicada do motor

Air Conditioner

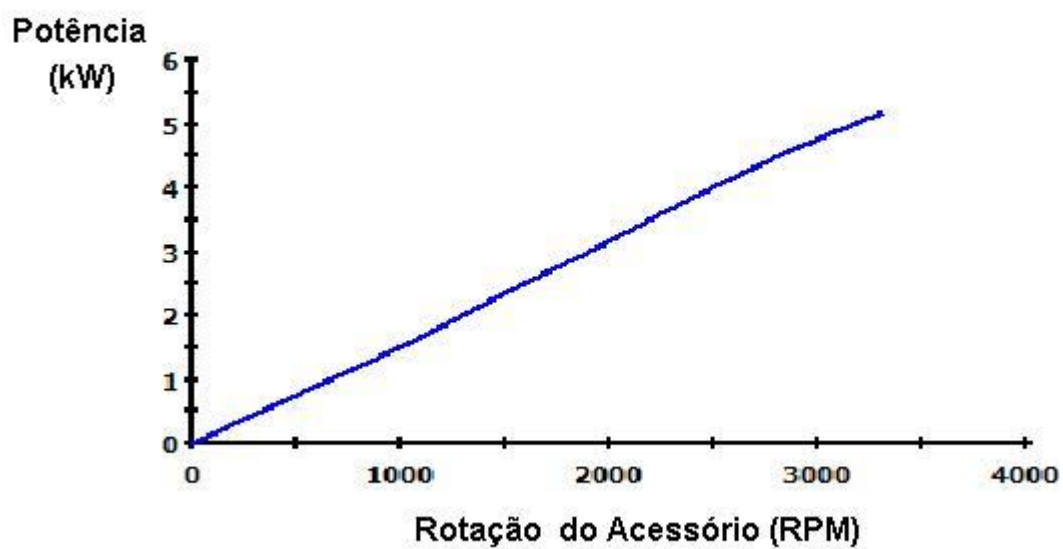


Figura A.9 - Gráfico da potência consumida pelo compressor de ar condicionado em função da rotação

Tabela A.1 - Dados do Ventilador

Performance Data: 1500 RPM				
Nº	AirFlow	Power	Eff-s	Torque
#	[m3/s]	[kW]	[%]	[N.m]
1	2.86	1.969	1.77	12.54
2	2.75	1.977	9.91	12.58
3	2.69	1.978	14.06	12.59
4	2.60	1.978	19.91	12.59
5	2.45	1.963	29.01	12.50
6	2.28	1.859	34.46	11.83
7	2.13	1.680	40.75	10.69
8	2.04	1.664	44.54	10.59
9	1.93	1.694	46.76	10.78
10	1.76	1.800	49.17	11.46
11	1.68	1.815	47.98	11.56
12	1.53	1.848	45.86	11.76
13	1.35	1.893	41.64	12.05
14	1.12	1.962	35.19	12.49
15	0.76	2.049	24.17	13.05

Performance Data: 2500 RPM				
Nº	AirFlow	Power	Eff-s	Torque
#	[m3/s]	[kW]	[%]	[N.m]
1	4.76	9.117	1.77	34.82
2	4.58	9.152	9.91	34.96
3	4.48	9.156	14.06	34.97
4	4.33	9.157	19.91	34.98
5	4.08	9.090	29.01	34.72
6	3.80	8.606	34.46	32.87
7	3.55	7.778	40.75	29.71
8	3.40	7.704	44.54	29.43
9	3.22	7.842	46.76	29.95
10	2.93	8.333	49.17	31.83
11	2.79	8.404	47.98	32.10
12	2.56	8.554	45.86	32.67
13	2.24	8.765	41.64	33.48
14	1.87	9.083	35.19	34.69
15	1.26	9.488	24.17	36.24

A.3 Desenho dos acessórios

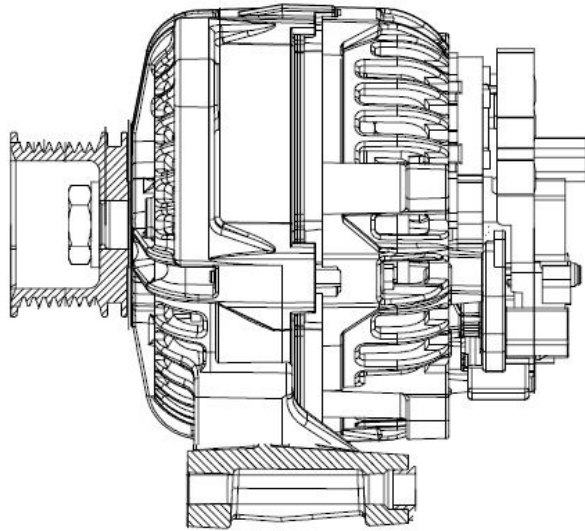


Figura A.10 - Ilustração do alternador



Figura A.11 - Embreagem viscosa do ventilador



Figura A.12 - Compressor de ar condicionado

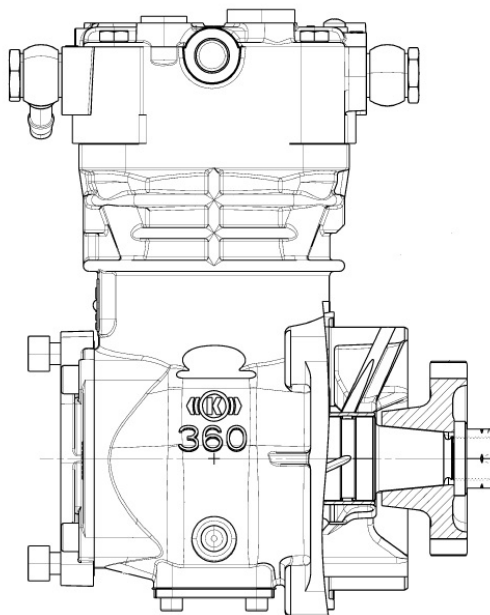


Figura A.13 - Compressor de ar para freio